

П.Ф.ДУНАЕВ,
О.П.ЛЕЛИКОВ

Расчет допусков размеров



П. Ф. ДУНАЕВ,
О. П. ЛЕЛИКОВ

Расчет допусков размеров



МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1981

~~ББК 34.41~~
Д 83
УДК 621.81+658.562

Рецензент **В. В. Бражников**

Дунаев П. Ф., Леликов О. П.
Д83 Расчет допусков размеров. — М.: Машиностроение, 1981. — 189 с., ил.

В пер.: 80 к.

В книге приведены основные сведения о размерных связях в изделиях, на основе анализа которых выведены зависимости для расчета допусков; рассмотрены методы и порядок расчета, даны рекомендации по составлению расчетных схем и проведению размерного анализа на стадии технического проектирования. Книга содержит примеры расчета типовых расчетных схем, а также нормативные данные для их выполнения.

Книга предназначена для конструкторов и технологов, работающих в области машиностроения.

Д 31301-520—1-80. 2702000000
038(01)-81

ББК 34.41

6П5.1

© Издательство «Машиностроение», 1981 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Решениями партии и правительства перед машиностроителями поставлена задача значительного повышения эксплуатационных показателей продукции при непрерывном росте объема ее выпуска. Наиболее эффективным направлением в решении этого вопроса является широкое внедрение в практику конструирования и производства изделий машиностроения расчетных принципов обоснования качественных показателей изделий.

Один из важнейших показателей качества изделий машиностроения — точность всех составных частей и изделий в целом.

Настоящая книга посвящена теории, методике и практике расчета допусков размеров сопряженных поверхностей двух и более деталей, образующих сборочные единицы изделий машиностроения.

Расчет допусков можно выполнять по двум принципиально отличающимся методам: максимума—минимума и теоретико-вероятностному.

Расчет допусков по первому методу базируется на допущении, что при изготовлении деталей размеры всех экземпляров имеют либо наибольшие, либо наименьшие предельные значения и располагаются в каждом экземпляре изделия самым неблагоприятным образом; при этом погрешности всех размеров арифметически суммируются. С точки зрения теории вероятностей такие допущения неправомерны. Известно, что вероятность появления действительного значения размера в заданной точке, как это предполагает метод максимума—минимума, равна нулю. Отсюда следует, что метод максимума—минимума не имеет теоретической базы и основывается на невероятных событиях. Допуски размеров, рассчитанные по методу максимума—минимума, не согласуются с практическими результатами. Значения допусков получаются неоправданно жесткими, что резко удорожает производство. Допустимая область применения этого метода — предварительные, грубо ориентировочные расчеты, результаты которых не могут служить обоснованием допусков размеров, задаваемых на чертежах деталей.

В настоящей книге изложены теория и методика расчета допусков, базирующиеся на основных положениях теории вероятностей. Разме-

ры деталей могут быть линейными или угловыми, независимыми или зависимыми коррелятивно или функционально, скалярными или векторными.

Излагаемая методика применима к изделиям машиностроения, находящимся не только в статике, но и в рабочем состоянии. Приведенные в книге формулы позволяют учесть возникающие при этом упругие и тепловые деформации.

Известно, что требуемую точность исходных размеров обеспечивают по двум методам — взаимозаменяемости и компенсации. В книге дана методика расчета компенсирующих устройств различного типа.

По правилам теории вероятностей допуски можно рассчитывать с заданной точностью при любой вероятности нахождения исходного размера в допускаемых пределах, выбираемой до расчета допусков.

Таким образом, в книге даны современная теория и общинженерная методика расчета допусков размеров изделий машиностроения, охватывающие широкий круг вопросов точности. Термины и обозначения приняты в соответствии со стандартами СЭВ: 144—75, 145—75, 301—76, 302—76, 368—76 и др. Допуски независимых линейных размеров, векторы которых расположены на плоскости, можно также рассчитывать по ГОСТ 16320—80. При расчетах по этому ГОСТу (п. 1.8) допускаются обозначения по ЕСДП СЭВ.

ТЕОРИЯ РАСЧЕТОВ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В общем случае каждый показатель качества машины есть некоторая функция

$$Y_{\Sigma} = \varphi(Y_1, Y_2, \dots, Y_n), \quad (1.1)$$

где Y_{Σ} — показатель качества изделия машиностроения; $Y_1, Y_2, \dots, \dots, Y_n$ — аргументы функции (причины, влияющие факторы, функциональные параметры).

Некоторые из аргументов не только переменны, но и случайны. Они могут быть независимыми, функционально зависимыми или попарно коррелированными. Кроме того, аргументы функции (1.1) могут быть функциями других случайных аргументов.

Рассмотрим функцию (1.1) в малой окрестности точки MY_1, MY_2, \dots, MY_n ; здесь MY_i — математическое ожидание случайной величины Y_i . Так как функция в этой окрестности почти линейна, то при разложении ее в ряд Тейлора можно сохранить только члены первого порядка, а члены второго и более высоких порядков отбросить. Тогда функция (1.1) показателя качества после ряда преобразований примет вид

$$Y_{\Sigma} = \varphi(MY_1, MY_2, \dots, MY_n) + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y_i} \right)_m \dot{Y}_i; \quad (1.2)$$

здесь первое слагаемое правой части и частные производные во втором слагаемом — постоянные величины.

Аргументами функции (1.2) являются центрированные случайные величины $\dot{Y}_i = Y_i - MY_i$. Основные числовые характеристики случайных величин — математическое ожидание и дисперсия. В табл. 1.1 приведены формулы для определения математического ожидания и дисперсии некоторых функций.

Нетрудно заметить, что выражение (1.2) представляет собой линейную функцию вида $\sum_i a_i X_i + b$, где $a_i = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y_i} \right)_m$, $b = \varphi(MY_1, MY_2, \dots, MY_n)$.

Таблица 1.1

№ п/п	Случайная величина	Математическое ожидание	Дисперсия
1	Неслучайная величина C	$M[C] = C$	$D[C] = 0$
2	Произведение CX , где X — случайная величина	$M[CX] = CM[X]$	$D[CX] = C^2D[X]$
3	Сумма независимых случайных величин $\sum_i X_i$	$M[\sum_i X_i] = \sum_i M[X_i]$	$D[\sum_i X_i] = \sum_i D[X_i]$
4	Линейная функция $\sum_i a_i X_i + b$, где X_i — независимые случайные величины; a и b — неслучайные величины	$M[\sum_i a_i X_i + b] = \sum_i a_i M[X_i] + b$	$D[\sum_i a_i X_i + b] = \sum_i a_i^2 D[X_i]$
5	Сумма коррелированных случайных величин $\sum_i X_i$	$M[\sum_i X_i] = \sum_i M[X_i]$	$D[\sum_i X_i] = \sum_i D[X_i] + 2\sum_{i < j} K_{ij}$, где K_{ij} — корреляционный момент
6	Линейная функция $\sum_i a_i X_i + b$, где X_i — коррелированные случайные величины; a , b — неслучайные величины	$M[\sum_i a_i X_i + b] = \sum_i a_i M[X_i] + b$	$D[\sum_i a_i X_i + b] = \sum_i a_i^2 D[X_i] + 2\sum_{i < j} a_i a_j K_{ij}$ $K_{ij} = r_{ij} \sigma_i \sigma_j$, где r_{ij} — коэффициент корреляции
7	Произведение двух независимых случайных величин XY	$M_c[XY] = M[X] M[Y]$	$D[XY] = D[X] D[Y] + M^2[X] D[Y] + M^2[Y] D[X]$
8	Произведение нескольких независимых случайных величин $\prod_i X_i$	$M[\prod_i X_i] = \prod_i M[X_i]$	—
9	Произведение двух коррелированных случайных величин XU	$M[XU] = M[X] M[U] + K_{xu}$, где K_{xu} — корреляционный момент	—

Тогда математическое ожидание функции (1.2) (см. табл. 1.1, п. 6) $M [Y_{\Sigma}] = \varphi [MY_1, MY_2, \dots, MY_n] + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y_i} \right)_m M [\dot{Y}_i]$; но так как $M [\dot{Y}_i] = 0$, то

$$M [Y_{\Sigma}] = \varphi (MY_1, MY_2, \dots, MY_n). \quad (1.3)$$

Дисперсия

$$D [Y_{\Sigma}] = \sum_i \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y_i} \right)_m^2 D [Y_i] + 2 \sum_{i < j} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y_i} \right)_m \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y_j} \right)_m K_{ij}, \quad (1.4)$$

где K_{ij} — корреляционный момент.

Для независимых случайных величин $K_{ij} = 0$; тогда

$$D [Y_{\Sigma}] = \sum_i \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y_i} \right)_m^2 D [Y_i]; \quad (1.5)$$

здесь индекс m означает, что в выражение частной производной вместо аргументов Y_i подставляют их математические ожидания.

По приведенным зависимостям можно рассчитывать различные показатели качества изделий машиностроения (передаваемая сила, момент, мощность, а также КПД, точность и др.).

Для расчета точностных параметров изделий машиностроения используют линейную функцию

$$Y_{\Sigma} = \sum_i C_i Y_i, \quad (1.6)$$

где Y_{Σ} — показатель точности сборочной единицы; Y_i — показатель точности детали, являющийся аргументом функции и называемый также влияющим размером; C_i — постоянная при случайной величине Y_i , называемая в дальнейшем коэффициентом приведения.

Математическое ожидание и дисперсия функции (1.6) согласно табл. 1.1, п. 6

$$M [Y_{\Sigma}] = \sum_i C_i M [Y_i];$$

$$D [Y_{\Sigma}] = \sum_i \left(\frac{\partial Y_{\Sigma}}{\partial y_i} \right)_m^2 D [Y_i] + 2 \sum_{i < j} \left(\frac{\partial Y_{\Sigma}}{\partial y_i} \right)_m \left(\frac{\partial Y_{\Sigma}}{\partial y_j} \right)_m K_{ij}. \quad (1.7)$$

При независимых аргументах $D [Y_{\Sigma}] = \sum_i \left(\frac{\partial Y_{\Sigma}}{\partial y_i} \right)_m^2 D [Y_i]$.

Частные производные линейной функции (1.6) $\left(\frac{\partial Y_{\Sigma}}{\partial y_i} \right)_m$ равны постоянной C_i ; тогда

$$D [Y_{\Sigma}] = \sum_i C_i^2 D [Y_i] + 2 \sum_{i < j} C_i C_j K_{ij}. \quad (1.8)$$

Для некоррелированных случайных величин

$$D [Y_{\Sigma}] = \sum_i C_i^2 D [Y_i]. \quad (1.9)$$

§ 2. РАССЕЙВАНИЕ РАЗМЕРОВ ДЕТАЛЕЙ

Отклонения размеров деталей вызываются производственными причинами (погрешностями оборудования, приспособлений, инструмента, измерений и др.). В большинстве случаев причины возникновения погрешностей проявляются случайно, поэтому отклонения размеров деталей представляют собой случайные величины.

Так как машины и другие изделия предназначены для выполнения определенной работы, то большее или меньшее число деталей всегда подвергается силовым и температурным воздействиям. В связи с этим при расчете допусков необходимо также учитывать те силовые и температурные деформации деталей, которые могут влиять на точность работы изделия.

Силы, действующие в машине, и тепловой режим работы при определенных условиях эксплуатации имеют вполне определенные значения. Последние определяют соответствующим расчетом и используют при проверке деталей на прочность и жесткость или другие виды работоспособности. Под воздействием различных случайных причин фактические значения действующих сил и температур могут иметь некоторое рассеивание, поэтому силы, температуры, а также вызываемые ими деформации деталей можно отнести к случайным величинам.

Рассеивание случайной величины X характеризуется функцией $y = f(x)$ плотности вероятности этой величины и может быть выражено также с помощью основных числовых характеристик.

Характеристикой положения случайной величины является математическое ожидание $M_x = \int_{-\infty}^{\infty} xf(x) dx$, где $f(x)$ — плотность вероятности случайной величины X .

Характеристикой рассеивания случайной величины около ее математического ожидания является дисперсия D_x или среднее квадратическое отклонение σ_x : $D_x = \int_{-\infty}^{\infty} (x - M_x)^2 f(x) dx$ или $D_x = \int_{-\infty}^{\infty} x^2 f(x) dx - M_x^2$; $\sigma_x = \sqrt{D_x}$.

Эти числовые характеристики достаточно полно характеризуют любую случайную величину. В технической документации случайную величину (показатель точности изделия) задают обычно двумя предельными отклонениями: верхним es (ES) и нижним ei (EI). Для удобства изложения будем условно обозначать через es и ei отклонения всех размеров. Тогда среднее отклонение em и допуск t размера определяют по соотношениям $em = 0,5(es + ei)$; $t = es - ei$. Однако для характеристики случайной величины значений em и t недостаточно.

Математическое ожидание случайной величины можно заменить по Н. А. Бородачеву [2] выражением (рис. 1.1)

$$M_x = N + em + \alpha t,$$

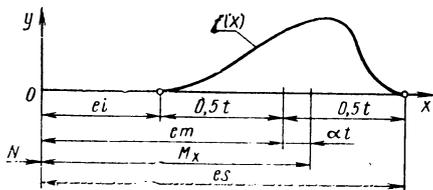


Рис. 1.1

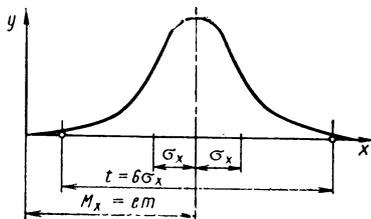


Рис. 1.2

где N — номинальное значение случайной величины; αt — величина асимметрии рассеивания размера; α — коэффициент относительной асимметрии рассеивания размера.

Удобнее изучать не сами случайные величины, а их отклонения от номинального значения.

Тогда математическое ожидание согласно схеме на рис. 1.1

$$M_x = em + \alpha t. \quad (1.10)$$

Связь между D , σ и t определяют соотношения [2]

$$\sigma = \frac{1}{6} Kt;$$

$$D = \frac{1}{36} K^2 t^2, \quad (1.11)$$

где K — коэффициент относительного рассеивания размера.

При хорошо отлаженном технологическом процессе, особенно когда при обработке деталей получение размера обеспечивается автоматически, распределение отклонений подчиняется обычно закону Гаусса.

Плотность вероятности для этого распределения

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-M_x)^2}{2\sigma^2}}.$$

Среднее квадратическое отклонение обычно принимают равным $\sigma = t/6$. Величина $t = 6\sigma$ соответствует 0,9973 площади под кривой распределения (рис. 1.2).

Так как согласно (1.11) $K = 6\sigma/t$, то для нормального распределения коэффициент относительного рассеивания $K = 6\sigma/6\sigma = 1$. В связи с тем, что $M_x = em$ (рис. 1.2), коэффициент относительной асимметрии $\alpha = 0$.

При определенных условиях на результат изготовления деталей, кроме прочих, могут оказывать воздействие различные доминирующие факторы, систематически изменяющиеся во времени по различным законам. Тогда рассеивание размеров деталей описывается другими теоретическими законами: равной вероятности, равномерно возрастающей или равномерно убывающей вероятности, Симпсона

и др. Определим для некоторых из них числовые характеристики M_x , D_x , σ_x , K и α .

Так как площадь под кривой распределения равна единице, то для закона равной вероятности (рис. 1.3) $y(b-a) = 1$ и $y = f(x) = \frac{1}{b-a}$. Для частного случая, когда $a = 0$, $f(x) = 1/b$.

Математическое ожидание

$$M_x = \int_0^b x \frac{1}{b} dx = \frac{b}{2}.$$

Дисперсия

$$D_x = \int_0^b x^2 \frac{1}{b} dx - \frac{b^2}{4} = \frac{b^2}{12}.$$

Среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_x = \sqrt{D_x} = \sqrt{\frac{b^2}{12}} = \frac{b}{2\sqrt{3}}.$$

Принимая $t = b$, получим коэффициент относительного рассеивания

$$K = \frac{6\sigma}{t} = \frac{6t}{t \cdot 2\sqrt{3}} = 1,73.$$

Так как равновероятное распределение симметричное, то при $M_x = et$ коэффициент относительной асимметрии $\alpha = 0$.

Для закона равномерно возрастающей вероятности (рис. 1.4) $\frac{(b-a)c}{2} = 1$; отсюда $c = \frac{2}{b-a}$; $\frac{y}{x-a} = \frac{c}{b-a}$. Или $y = f(x) = \frac{2(x-a)}{(b-a)^2}$. Для частного случая, когда $a = 0$, $f(x) = \frac{2x}{b^2}$. Для этого случая

$$M_x = \int_0^b x \frac{2x}{b^2} dx = \frac{2}{b^2} \int_0^b x^2 dx = \frac{2}{3} b;$$

$$D_x = \int_0^b x^2 \frac{2x}{b^2} dx - \left(\frac{2}{3} b\right)^2 = \frac{2}{b^2} \int_0^b x^3 dx - \frac{4}{9} b^2 = \frac{b^2}{18};$$

$$\sigma_x = \sqrt{D_x} = \sqrt{\frac{b^2}{18}} = \frac{b}{3\sqrt{2}}.$$

Полагая $t = b$, получим коэффициент относительного рассеивания

$$K = \frac{6t}{t \cdot 3\sqrt{2}} = 1,41.$$

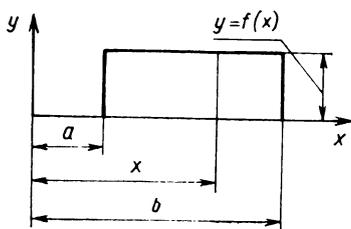


Рис. 1.3

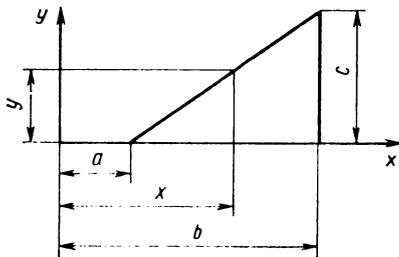


Рис. 1.4

Коэффициент относительной асимметрии (при $t = b$) $\alpha = \frac{M_x - em}{t_x}$,
 здесь $em = t_x/2$; $M_x = \frac{2}{3} t_x$. Тогда

$$\alpha = \frac{\frac{2}{3} t_x - \frac{1}{2} t_x}{t_x} = \frac{1}{6}.$$

При равномерно убывающем распределении получим $K = 1,41$, $\alpha = -1/6$.

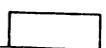
Аналогично определяют характеристики рассеивания для любых других распределений.

В табл. 1.2 показаны некоторые теоретические законы рассеивания и соответствующие значения коэффициентов α и K .

Значения коэффициентов α и K на практике обычно получают опытным путем после математической обработки результатов измерения размеров достаточно большой партии деталей.

Опыт показывает, что для проектных расчетов можно пользоваться следующими средними значениями этих коэффициентов: коэффициент относительного рассеивания для всех размеров $K_i = 1,2$;

Таблица 1.2

Коэффициент	Значения коэффициента при законе рассеивания				
	Гаусса	Симпсона	равновероятном	равномерно возрастающей вероятности	равномерно убывающей вероятности
					
K	1,0	1,22	1,73	1,41	1,41
α	0	0	0	1/6	-1/6

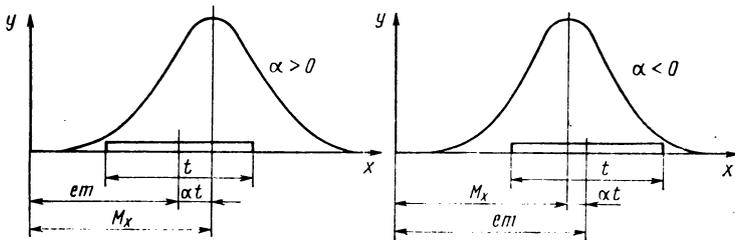


Рис. 1.5

коэффициент относительной асимметрии для размеров охватывающих поверхностей $\alpha_i = -0,1$, охватываемых $\alpha_i = 0,1$, прочих $\alpha_i = 0$.

Как видно из схемы на рис. 1.1, разность $\alpha t = M_x - et$ есть величина асимметрии, имеющая размерность случайной величины (мм, м). Эта же разность, отнесенная к допуску, есть безразмерная величина, т. е. $\alpha = \frac{M_x - et}{t}$. В качестве начала отсчета принимают координату et .

В некоторых литературных источниках величина асимметрии отнесена не к допуску, а к половине допуска размера. Значение коэффициента α в этом случае в 2 раза больше. Если математическое ожидание M_x располагается правее координаты et (см. рис. 1.1), то асимметрия положительна ($\alpha > 0$); если левее, то асимметрия отрицательна ($\alpha < 0$). Для распределений, в которых $M_x = et$, коэффициент $\alpha = 0$.

Если допуск размера назначен так, что $M_x \neq et$, то даже при симметричных распределениях $\alpha \neq 0$ (рис. 1.5). В то же время при несимметричном распределении возможно $M_x = et$ и $\alpha = 0$ (рис. 1.6).

Значение коэффициента относительного рассеивания K также зависит не только от вида кривой рассеивания, но и от соотношения между зоной рассеивания v и допуском t размера. Так, при распределении по закону Гаусса, но при $v \neq t$ коэффициент $K \neq 1$. Так как $K = 6\sigma/t$, то $K < 1$ при $t > v$ и $K > 1$ при $t < v$ (рис. 1.7). При рас-

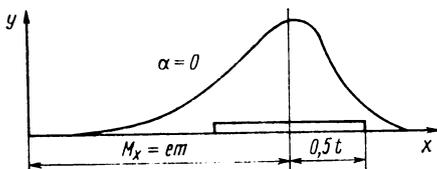


Рис. 1.6

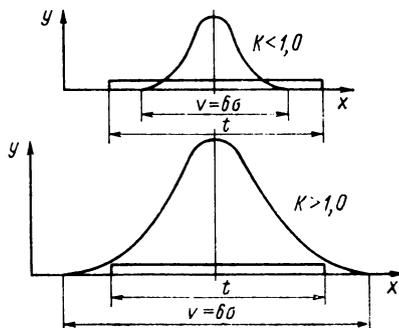
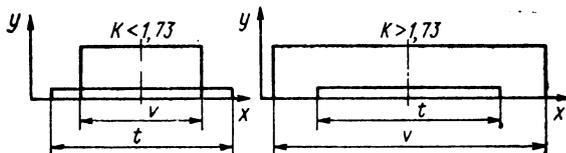


Рис. 1.7

Рис. 1.8



пределении по закону равной вероятности и $v \neq t$ коэффициент $K \neq 1,73$: $K < 1,73$ при $t > v$ и $K > 1,73$ при $t < v$ (рис. 1.8).

§ 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКОВ И КОЭФФИЦИЕНТОВ РАССЕЙВАНИЯ ПО ОПЫТНО-СТАТИСТИЧЕСКИМ ДАННЫМ

Допуски размеров деталей конструктор определяет, руководствуясь рядом соображений. Основные из них — опыт изготовления аналогичных изделий (наличие оборудования, оснастка, традиции) и результаты расчета допусков. При серийном изготовлении изделий машиностроения приходится периодически отлаживать технологический процесс и корректировать чертежи деталей. В этих случаях важно знать точностные возможности оборудования и технологической оснастки, что позволит более обоснованно устанавливать допуски на размеры деталей.

Очень важно соблюдать соответствие допусков размера и технологии обработки детали. Для этого необходимо проведение серии измерений деталей, накопление опытно-статистических данных и определение по этим данным характеристик рассеивания размеров деталей.

1. Предварительная обработка статистических данных

Для измерения размеров используют измерительное устройство, погрешность измерения которого не превышает 0,3 допуска на контролируемый размер.

Результаты измерений в виде полной величины или отклонения от номинального значения первоначально записывают в порядке их получения. Затем определяют зону рассеивания ω размера (случайной величины). Для этого просматривают результаты измерения и записывают наибольшее и наименьшее значение размера; зона рассеивания равна разности между этими величинами.

Найденную зону рассеивания делят на интервалы n , число которых в зависимости от величины ω и точности измерений обычно принимают от 8 до 15.

Частоту значений случайной величины в любом интервале удобно записывать сначала на отдельном листке условными обозначениями по рис. 1.9. Каждое последующее число получают из предыдущего добавлением точки или отрезка прямой. Общее число появлений случайной величины в i -м интервале есть частота ее значений, обозначаемая через m_i .

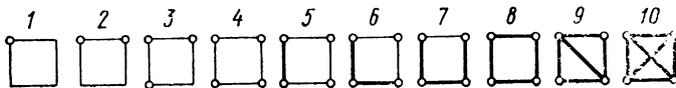


Рис. 1.9

2. Определение доверительных границ для $M[X]$ и σ_x

При ограниченном объеме наблюдений ($n < 200$) статистические значения характеристик рассеивания случайной величины являются случайными величинами и имеют собственное рассеивание. Наибольший интерес представляют две числовые характеристики случайной величины: среднее значение $M[X]$ или \bar{X} ; среднее квадратическое отклонение (σ_x или S_x). Полученные из опыта характеристики \bar{X} и S_x используют в качестве оценок теоретических характеристик $M[X]$ и σ_x .

Для этого пользуются так называемыми доверительными интервалами и доверительными вероятностями.

Доверительный интервал для $M[X]$. Из теории вероятностей известно, что распределение случайной величины по закону Гаусса

$$\bar{X} - t_{q,h} \frac{S_x}{\sqrt{n-1}} < M[X] < \bar{X} + t_{q,h} \frac{S_x}{\sqrt{n-1}}. \quad (1.12)$$

В этом выражении $t_{q,h}$ — параметр распределения Стьюдента, который выбирают по табл. 1.3 в зависимости от доверительной вероятности $P = 1 - \frac{q}{100}$ (где q в %) и объема наблюдений (минус 1).

Значения $\bar{X} + t_{q,h} \frac{S_x}{\sqrt{n-1}}$ и $\bar{X} - t_{q,h} \frac{S_x}{\sqrt{n-1}}$ являются границами доверительного интервала для $M[X]$, а разность этих значений, равная $2t_{q,h} \frac{S_x}{\sqrt{n-1}}$, является доверительным интервалом, в котором с вероятностью P находится среднее значение случайной величины.

Пример. Из опыта получено $\bar{X} = 0,5$; $S_x = 0,2$; $n = 25$. Допустим, что для данного конкретного случая достаточно принять $q = 2\%$. Тогда по табл. 1.3 для $K = n - 1 = 25 - 1 = 24$ и $P = 1 - 0,02 = 0,98$ после интерполирования $t_{q,h} = 2,492$; $t_{q,h} \frac{S_x}{\sqrt{n-1}} = 2,492 \frac{0,2}{\sqrt{24}} = 0,102 \approx 0,1$.

Следовательно, теоретическое среднее значение с вероятностью 0,98 по соотношению (1.12) находится в интервале $0,5 - 0,1 < M[X] < 0,5 + 0,1$, т. е. от 0,4 до 0,6.

Доверительный интервал для D_x . Доверительный интервал получают в виде пределов χ_1^2 и χ_2^2 так, что при распределении случайной величины, например, по закону Гаусса с вероятностью $(1 - \frac{q}{100})$ удов-

Таблица 1.3

P	Значения $t_{q, k}$ при n							
	21	25	30	40	50	60	120	>120
0,95	2,09	2,06	2,04	2,02	2,01	2,00	1,98	1,96
0,99	2,84	2,79	2,75	2,70	2,68	2,66	2,62	2,58
0,999	3,85	3,72	3,65	3,55	3,50	3,46	3,37	3,29

летворяются неравенства $\frac{nS_x^2}{\chi_2^2} < \sigma_x^2 < \frac{nS_x^2}{\chi_1^2}$. Значения χ_2^2 берут по табл. 1.4 для вероятности $P(\chi^2 > \chi_2^2) = \frac{q}{2 \cdot 100}$. Значения χ_1^2 — для вероятности $P(\chi^2 > \chi_1^2) = 1 - \frac{q}{2 \cdot 100}$ (табл. 1.4).

После определения доверительных границ для дисперсии определяют (извлечением квадратного корня) доверительные границы для среднего квадратического отклонения

$$\sqrt{\frac{nS_x^2}{\chi_2^2}} < \sigma_x < \sqrt{\frac{nS_x^2}{\chi_1^2}}. \quad (1.13)$$

Таблица 1.4

Число степеней свободы $K=n-1$	Значения χ^2 при вероятности $P(\chi^2 < \chi_q^2)$							
	0,99	0,98	0,95	0,90	0,10	0,05	0,02	0,01
9	2,09	2,53	3,32	4,17	14,7	16,9	19,7	21,7
10	2,56	3,06	3,94	4,86	16,0	18,3	21,2	23,2
11	3,1	3,6	4,6	5,6	17,3	19,7	22,6	24,7
12	3,6	4,2	5,2	6,3	18,5	21,0	24,1	26,2
13	4,1	4,8	5,9	7,0	19,8	22,4	25,5	27,7
14	4,7	5,4	6,6	7,8	21,1	23,7	26,9	29,1
15	5,2	6,0	7,3	8,5	22,3	25,0	28,3	30,6
16	5,8	6,6	8,0	9,3	23,5	26,3	29,6	32,0
17	6,4	7,3	8,7	10,1	24,8	27,6	31,0	33,4
18	7,0	7,9	9,4	10,9	26,0	28,9	32,3	34,8
19	7,6	8,6	10,1	11,7	27,9	30,1	33,7	36,2
20	8,3	9,2	10,9	12,4	28,4	31,4	35,0	37,6
21	8,9	9,9	11,6	13,2	29,6	32,7	36,3	38,9
22	9,5	10,6	12,3	14,0	30,8	33,9	37,7	40,3
23	10,2	11,3	13,1	14,8	32,0	35,2	39,0	41,6
24	10,9	12,0	13,8	15,7	33,2	36,4	40,3	43,0
25	11,5	12,7	14,6	16,5	34,4	37,7	41,6	44,3
26	12,2	13,4	15,4	17,3	35,6	38,9	42,9	45,6
27	12,9	14,1	16,2	18,1	36,7	40,1	44,1	47,0
28	13,6	14,8	16,9	18,9	37,9	41,3	45,4	48,3
29	14,3	15,6	17,7	19,8	39,1	42,6	46,7	49,6
30	15,0	16,3	18,5	20,0	40,3	43,8	48,0	50,9

Пример. Из опыта известно $S_x = 0,1$; $n = 25$. Примем $q = 4\%$. По табл. 1.4 для $P(\chi^2 > \chi_q^2) = \frac{4}{200} = 0,02$ и $K = 25 - 1 = 24$ находим $\chi_2^2 = 40,3$. Для $P(\chi^2 > \chi_q^2) = 1 - 0,02 = 0,98$ при $K = 24$ находим $\chi_1^2 = 12,0$.

Произведение $nS_x^2 = 25 \cdot 0,1^2 = 0,25$. Тогда доверительные границы для среднего квадратического отклонения: нижняя $\sqrt{\frac{0,25}{40,3}} = 0,0787$; верхняя $\sqrt{\frac{0,25}{12,0}} = 0,1442$.

Следовательно, теоретическое значение среднего квадратического отклонения σ_x с вероятностью $P = \left(1 - \frac{q}{100}\right) = \left(1 - \frac{4}{100}\right) = 0,96$ находится в интервале от 0,0787 до 0,1442.

3. Определение допусков

Для определения допуска размера случайной величины следует найти его верхнее es и нижнее ei предельные отклонения.

Как показано выше, доверительными границами среднего значения случайной величины X являются: верхняя $\bar{X}_2 = \bar{X} + t_{q,h} \times \frac{S_x}{\sqrt{n-1}}$; нижняя $\bar{X}_1 = \bar{X} - t_{q,h} \frac{S_x}{\sqrt{n-1}}$.

Доверительные границы среднего квадратического отклонения случайной величины X : верхняя $S_2 = S_x \sqrt{\frac{n}{\chi_1^2}}$; нижняя $S_1 = S_x \sqrt{\frac{n}{\chi_2^2}}$.

Около каждой из границ среднего значения случайная величина X может иметь рассеивание со средними квадратическими отклонениями S_1 и S_2 .

В соответствии со схемой возможного рассеивания случайной величины (рис. 1.10) получаем

$$es = \bar{X}_2 + l''_{\gamma} S_2 = \bar{X} + S_x \left(\frac{t_{q,h}}{\sqrt{n-1}} + l''_{\gamma} \sqrt{\frac{n}{\chi_1^2}} \right);$$

$$ei = \bar{X}_1 - l'_{\gamma} S_2 = \bar{X} - S_x \left(\frac{t_{q,h}}{\sqrt{n-1}} + l'_{\gamma} \sqrt{\frac{n}{\chi_1^2}} \right).$$

Обозначив выражения в скобках через A_1 и A_2 , а корень $\sqrt{n/\chi_1^2}$ через η , окончательно получим

$$es = \bar{X} + A_1 S_x; \quad ei = \bar{X} - A_2 S_x; \quad (1.14)$$

$$\text{здесь } A_1 = \frac{t_{q,h}}{\sqrt{n-1}} + l''_{\gamma} \eta; \quad A_2 = \frac{t_{q,h}}{\sqrt{n-1}} + l'_{\gamma} \eta.$$

В этих выражениях $t_{q,h}$ — параметр распределения Стьюдента (по табл. 1.3); η — коэффициент распределения χ^2 , принимаемый по табл. 1.5; \bar{X} — среднее значение случайной величины X ; S_x — среднее квадратическое отклонение случайной величины.

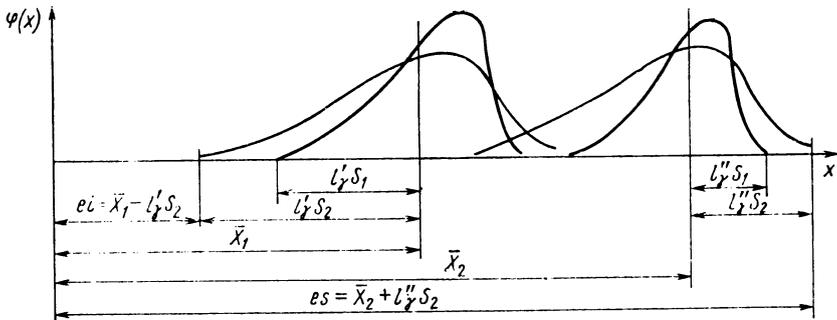


Рис. 1.10

Коэффициенты l'_γ и l''_γ в общем случае несимметричного распределения определяют по соотношениям

$$l'_\gamma = \frac{\bar{X} - t_1}{\sigma_x}; \quad l''_\gamma = \frac{t_2 - \bar{X}}{\sigma_x}.$$

Значения t_1 и t_2 (рис. 1.11) определяют методами приближенного интегрирования выражений $\int_{-\infty}^{t_1} \varphi(x) dx = \beta$; $\int_{t_2}^{\infty} \varphi(x) dx = \beta$; здесь β — относительное число деталей, у которых значение исследуемого размера выходит за допускаемую границу (заштрихованная зона на рис. 1.11). Величину $2\beta \cdot 100$ называют также процентом риска.

Определение коэффициентов l'_γ и l''_γ , а также A_1 и A_2 приведено ниже, отдельно для каждого из рассматриваемых распределений.

Допуск размера и координата его середины

$$t = es - ei; \quad em = 0,5(es + ei). \quad (1.15)$$

Ниже рассмотрены почти все случаи рассеивания размеров деталей, встречающиеся на практике. Наиболее часто рассеивание размеров деталей подчиняется закону Гаусса. Рассмотрены также композиции закона Гаусса с законами равной вероятности, равномерно возрастающей и равномерно убывающей вероятности. При разных соотношениях полей рассеивания исходных законов эти композиции дают семейство законов рассеивания размеров деталей.

Таблица 1.5

P	Значения η при n								
	20	25	30	40	50	60	80	100	200
0,95	1,460	1,391	1,344	1,284	1,246	1,220	1,184	1,162	1,109
0,99	1,666	1,558	1,487	1,397	1,341	1,303	1,252	1,220	1,147
0,999	1,967	1,795	1,684	1,548	1,466	1,411	1,339	1,294	1,193

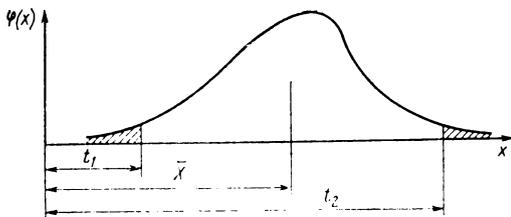


Рис. 1.11

Нередко встречается рассеивание по закону равной вероятности. Допуск t для этого закона можно определить из композиционного закона Гаусса и равной вероятности. Для этого следует принять $6\sigma = 0$.

По внешнему виду практической кривой рассеивания можно выбрать наиболее подходящую расчетную схему и определить затем допуск размера. При необходимости определения характеристик рассеивания размеров деталей по другим, не рассмотренным здесь законам следует обращаться к специальной литературе [3].

Закон Гаусса (нормальный закон). Так как распределение по закону Гаусса симметричное, то $A_1 = A_2 = A = \frac{t_{q,h}}{\sqrt{n-1}} + l_{\eta}$. Значения этих коэффициентов подсчитаны и приведены в табл. 1.6 при доверительной вероятности $P = 1 - q/100 = 0,9; 0,95$ и $0,99$ для трех значений разности $1 - 2\beta$: $0,9973; 0,95$ и $0,9$.

Предельные отклонения es и ei исследуемого размера определяют по формулам (1.14), а допуск t и координату em — по формуле (1.15)

Таблица 1.6

n	Значения A при различных P и 1-2β и доверительной вероятности P=1-q/100								
	P=0,9			P=0,95			P=0,99		
	0,9973	0,95	0,9	0,9973	0,95	0,9	0,9973	0,95	0,9
20	4,11	2,54	2,14	4,39	2,72	2,29	5,05	3,12	2,62
25	3,98	2,46	2,07	4,20	2,61	2,19	4,76	2,94	2,47
30	3,89	2,40	2,02	4,10	2,54	2,13	4,57	2,82	2,37
40	3,78	2,33	1,95	3,94	2,44	2,05	4,31	2,67	2,24
50	3,69	2,28	1,91	3,84	2,37	1,99	4,15	2,57	2,16
60	3,63	2,25	1,89	3,76	2,33	1,96	4,05	2,50	2,10
70	3,59	2,22	1,86	3,70	2,30	1,93	3,96	2,45	2,06
80	3,55	2,20	1,85	3,66	2,27	1,91	3,90	2,41	2,02
90	3,53	2,18	1,83	3,63	2,25	1,89	3,84	2,38	2,00
100	3,51	2,17	1,82	3,60	2,23	1,87	3,80	2,35	1,98
200	3,40	2,10	1,76	3,47	2,14	1,80	3,59	2,22	1,87
300	3,35	2,07	1,74	3,41	2,11	1,77	3,50	2,17	1,82
400	3,32	2,06	1,73	3,37	2,08	1,75	3,45	2,14	1,79
500	3,30	2,05	1,72	3,35	2,07	1,74	3,41	2,12	1,78

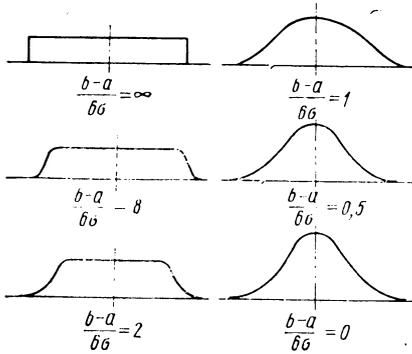


Рис. 1.12

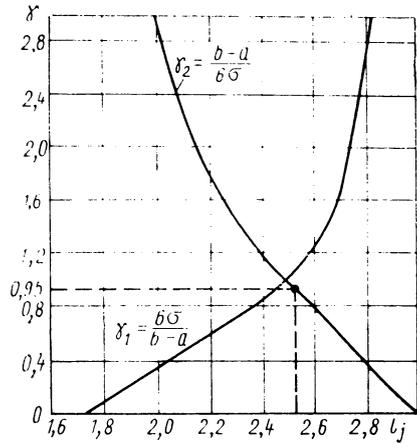


Рис. 1.13

Композиция законов Гаусса и равной вероятности. В зависимости от соотношений полей рассеивания исходных функций график композиционной функции имеет различный внешний вид. На рис. 1.12 в виде иллюстраций приведены графики этой функции для различных отношений полей рассеивания $\gamma = \frac{b-a}{6\sigma}$, где $b-a$ — поле рассеивания для закона равной вероятности и 6σ для закона Гаусса. Так как данный композиционный закон симметричный, то коэффициенты $A_1 = A_2 = A = \frac{t_{q,k}}{\sqrt{n-1}} + l_j \eta$. Значение коэффициента η принимают

по табл. 1.5. Коэффициент $l_j = \frac{t_2 - t_1}{2\sigma_z}$.

Значения t_1 и t_2 определяют методами приближенного интегрирования выражений $\int_{-\infty}^{t_1} \varphi(z) dz = \int_{t_2}^{\infty} \varphi(z) dz = \beta$; здесь $\varphi(z)$ и σ_z — соответственно функция плотности вероятностей и среднее квадратическое отклонение композиционной функции.

После выполнения соответствующих вычислений при $\beta = 0,00135$ (процент риска 0,27) для определения коэффициента l_j составлена номограмма (рис. 1.13). Коэффициент l_j зависит также от отношения допусков исходных функций, т. е. от отношений $\gamma_1 = \frac{6\sigma}{b-a}$ и $\gamma_2 = \frac{b-a}{6\sigma}$. В связи с этим номограмма состоит из двух кривых, соответствующих отношению допусков γ_1 и γ_2 . При определении коэффициента l_j следует пользоваться той кривой номограммы, для которой отношение допусков меньше единицы. Результат расчета в этом случае получается более точным.

При возрастании n значение $t_{q,k}/\sqrt{n-1}$ стремится к нулю, а коэффициент η — к единице. Поэтому, если число наблюдений $n \geq 200$,

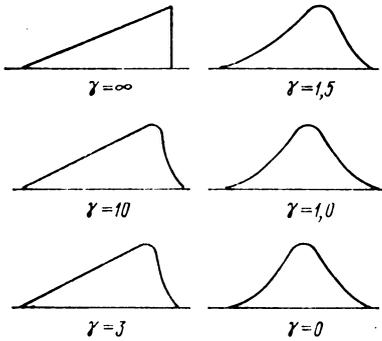


Рис. 1.14

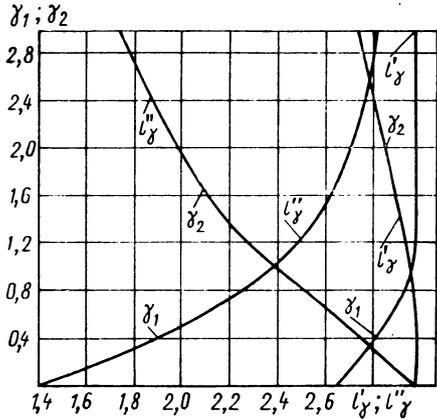


Рис. 1.15

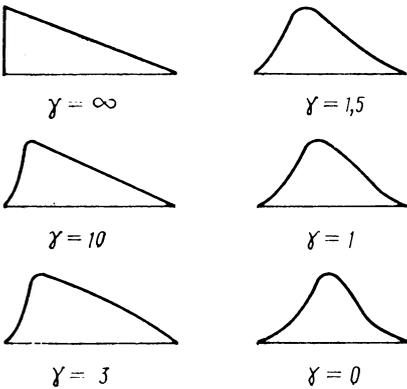
то для определения верхнего и нижнего предельных отклонений размера можно пользоваться коэффициентами $A_1 = A_2 = A = l_j$.

Предельные отклонения es и ei исследуемого размера определяют по формулам (1.14), а допуск t и координату em — по формулам (1.15).

Композиция законов Гаусса и равномерно возрастающей вероятности.

Графики композиционной функции $\varphi(z)$ для различных отношений $\gamma = (b - a)/6\sigma$ полей рассеивания компонируемых функций приведены на рис. 1.14 (6σ — поле рассеивания для закона Гаусса; $b - a$ — поле рассеивания для закона равномерно возрастающей вероятности). Функция $\varphi(z)$ — асимметричная, поэтому верхнее es и нижнее ei отклонения размера удалены от \bar{Z} на различные расстояния. Коэффициенты $l'_j = \frac{\bar{Z} - t'_1}{\sigma_z}$; $l''_j = \frac{t'_2 - \bar{Z}}{\sigma_z}$, где \bar{Z} и σ_z — математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение композиционной функции; t'_1 и t'_2 — границы практически предельного поля рассеивания (находят методами приближенного вычисления довольно сложных выражений).

Рис. 1.16



После выполнения соответствующих расчетов построены номограммы (рис. 1.15) для определения коэффициентов l'_j и l''_j . Для каждого из этих коэффициентов на номограмме даны две кривые, зависящие от

отношений $\gamma_1 = \frac{6\sigma}{b-a}$ и $\gamma_2 = \frac{b-a}{6\sigma}$. Следует пользоваться той кривой, для которой отношение γ_1 (или γ_2) меньше единицы.

Значения $t_{q,h}$ и η , необходимые для нахождения коэффициентов A_1 и A_2 , определяют, как и ранее, по табл. 1.3 и 1.5. Предельные отклонения es и ei определяют затем по формулам (1.14), а допуск t и координату em — по формуле (1.15).

Композиция законов Гаусса и равномерно убывающей вероятности. Графики композиционной функции $\varphi(z)$ для различных отношений $\gamma = \frac{b-a}{6\sigma}$ полей рассеивания композируемых функций приведены на рис. 1.16 (6σ — поле рассеивания для закона Гаусса; $b-a$ — поле рассеивания для закона равномерно убывающей вероятности).

Значения $t_{q,h}$, η , l'_i , l''_j , A_1 и A_2 определяют, как для предыдущего случая. В частности, коэффициенты l'_i и l''_j находят по номограмме на рис. 1.15.

Для определения es , ei , t и em используют формулы (1.14) и (1.15).

4. Определение коэффициентов относительного рассеивания K и относительной асимметрии α

Для выполнения более точных расчетов требуются точные значения коэффициентов α и K . В этих случаях из-за отсутствия инженерной методики расчета точности технологического процесса коэффициенты α и K определяют по эмпирическим данным. Из-за ограниченности объема выборки нельзя определить однозначно теоретические значения коэффициентов α и K (в дальнейшем их теоретические значения будем обозначать через α_T , K_T , эмпирические — через α_0 , K_0). В этих случаях можно лишь определить границы доверительных интервалов, внутри которых находятся коэффициенты α_T , K_T с известной заранее задаваемой вероятностью.

Для расчетов обычно принимают те значения α и K (из значений, определяемых доверительными интервалами), при которых результаты расчетов (или опыта) наиболее неблагоприятны; однако в некоторых случаях в расчет могут быть приняты средние значения. Более точные результаты получают, если ведут расчеты, используя оба предельных значения коэффициентов α_0 и K_0 .

В дальнейшем будем считать, что поле допуска задано или определено по изложенной выше методике. Экспериментальные значения коэффициентов α_0 и K_0 определяют относительно этого поля допуска по формулам

$$\alpha_0 = \frac{\bar{X} - em}{t}; \quad K_0 = \frac{6S}{t}, \quad (1.16)$$

где em и t — координата середины и допуск размера; \bar{X} — эмпирическое среднее значение размера; S — эмпирическое среднее квадратическое отклонение.

Таблица 1.7

P	Значения коэффициента θ при n							
	20	25	30	40	50	60	100	200
0,98	1,01	0,87	0,75	0,60	0,51	0,45	0,32	0,21
0,998	1,70	1,34	1,11	0,87	0,72	0,61	0,43	0,28

Определение доверительных интервалов для α_T . Так как \bar{X} и S являются случайными величинами и служат лишь оценками математического ожидания и дисперсии, то прежде чем определять доверительные интервалы для α_T и K_T , необходимо вначале построить доверительные интервалы для $M[X]$ и $D[X]$. Выражение

$$\bar{X} - t_{q,h} \frac{S}{\sqrt{n-1}} < M[X] < \bar{X} + t_{q,h} \frac{S}{\sqrt{n-1}}$$

можно представить в виде

$$em + \alpha_a t - t_{q,h} \frac{S}{\sqrt{n-1}} < em + \alpha_T t < em + \alpha_a t + t_{q,h} \frac{S}{\sqrt{n-1}} .$$

Вычтя из этого неравенства em и разделив все члены неравенства на t , получим

$$\alpha_a - t_{q,h} \frac{S}{t\sqrt{n-1}} < \alpha_T < \alpha_a + t_{q,h} \frac{S}{t\sqrt{n-1}} .$$

Заменив $t_{q,h}/\sqrt{n-1}$ на θ , окончательно получим

$$\alpha_a - \theta \frac{S}{t} < \alpha_T < \alpha_a + \theta \frac{S}{t} .$$

Или, обозначив $\theta \frac{S}{t} = \Delta_\alpha$, найдем

$$\alpha_a - \Delta_\alpha < \alpha_T < \alpha_a + \Delta_\alpha . \quad (1.17)$$

Значения θ в зависимости от вероятности P и объема выборки n приведены в табл. 1.7.

Пример. Определить доверительный интервал для α_T так, чтобы с вероятностью 0,98 значения α_T находились в этом интервале. Допустим, что для $n = 100$ получено $\bar{X} = 0,128$; $S_x = 0,045$; $t = 0,25$; $em = 0,100$.

По формуле (1.16)

$$\alpha_a = \frac{\bar{X} - em}{t} = \frac{0,128 - 0,100}{0,25} = 0,112 .$$

Для $n = 100$ и $P = 0,98$ по табл. 1,7 находим $\theta = 0,32$. Подставив эти значения в выражение $\Delta_\alpha = \theta \frac{S}{t}$, получим $\Delta_\alpha = 0,32 \frac{0,045}{0,25} = 0,0576$. Подставив эти значения в (1.17), найдем $(0,112 - 0,0576) < \alpha_T < (0,112 + 0,0576)$ или $0,05 < \alpha_T < 0,17$.

Таблица 1.8

P	Значения η_1 (числитель) и η_2 (знаменатель) при n							
	20	25	30	40	50	60	100	200
0,98	$\frac{4,22}{9,98}$	$\frac{4,34}{9,34}$	$\frac{4,46}{8,92}$	$\frac{4,61}{8,38}$	$\frac{4,74}{8,04}$	$\frac{4,82}{7,80}$	$\frac{5,06}{7,32}$	$\frac{5,13}{6,88}$
0,998	$\frac{3,86}{11,8}$	$\frac{4,02}{10,76}$	$\frac{4,14}{10,10}$	$\frac{4,31}{9,28}$	$\frac{4,48}{8,80}$	$\frac{4,36}{8,46}$	$\frac{4,84}{7,94}$	$\frac{5,12}{7,16}$

Следует заметить, что для симметричных законов нет необходимости определять доверительный интервал для α_T , так как в этих случаях $\alpha_T = 0$. Для $n > 200$ эмпирическое значение α_σ можно считать равным α_T . В этом случае также нецелесообразно строить доверительный интервал.

Определение доверительных интервалов для K_T . Эмпирическое значение коэффициента относительного рассеивания определяют по формуле (1.16), но так как S — случайная величина, то K_σ также является случайной величиной. Очевидно, что при фиксированном t доверительный интервал для σ однозначно определяет и доверительный интервал для K_T .

$$\text{Ранее получено } \sqrt{\frac{nS_x^2}{\chi_2^2}} < \sigma_x < \sqrt{\frac{nS_x^2}{\chi_1^2}}.$$

Перепишем это выражение в виде

$$\sqrt{\frac{n}{\chi_2^2}} S_x < \sigma_x < \sqrt{\frac{n}{\chi_1^2}} S_x.$$

Если заменить $\sigma_x = \frac{1}{6} K_T t$, то

$$\sqrt{\frac{n}{\chi_2^2}} S_x < \frac{1}{6} K_T t < \sqrt{\frac{n}{\chi_1^2}} S_x.$$

Разделим все части неравенства на $(1/6)t$. Тогда $6 \sqrt{\frac{n}{\chi_2^2}} \frac{S_x}{t} < K_T < 6 \sqrt{\frac{n}{\chi_1^2}} \frac{S_x}{t}$. Заменив $6 \sqrt{\frac{n}{\chi_2^2}} = \eta_1$, а $6 \sqrt{\frac{n}{\chi_1^2}} = \eta_2$, окончательно получим

$$\eta_1 \frac{S_x}{t} < K_T < \eta_2 \frac{S_x}{t}. \quad (1.18)$$

Значения коэффициентов η_1 и η_2 приведены в табл. 1.8 в зависимости от вероятности P и объема наблюдений n .

Пример. Продолжим рассмотрение предыдущего примера. Пусть требуется, чтобы K_T с вероятностью 0,98 находилось в рассматриваемом интервале. Тогда при $n = 100$ и $P = 0,98$ по табл. 1.8 находим $\eta_1 = 5,06$; $\eta_2 = 7,32$.

По условию задано: $S_x = 0,045$; $t = 0,25$. Подставив эти значения в (1.18), получим

$$5,06 \frac{0,045}{0,25} < K_T < 7,32 \frac{0,045}{0,25} \quad \text{или} \quad 0,91' < K_T < 1,32.$$

§ 4. РАССЕЙВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ

Точность сборочных единиц изделий машиностроения зависит от точности изготовления деталей.

Показатель точности сборочной единицы Y_Σ связан с размерами деталей линейной функцией (1.6). Он задается техническими требованиями и является исходным для расчета допусков, поэтому размер Y_Σ называют также исходным размером. При сборке изделия размер Y_Σ формируется последним, поэтому его называют иногда конечным, или замыкающим, размером. Влияющие и исходные (конечные) размеры, входящие в функцию (1.6), часто изображают в виде схемы размеров. Для удобства последующего изложения условимся называть совокупность всех влияющих и исходного размеров, изображенных в виде схемы, расчетной схемой.

На рис. 1.17 в виде примера приведен график распределения отклонений исходного размера Y_Σ . По горизонтальной оси отложены значения случайной величины Y_Σ , а по вертикальной — плотности вероятностей этой величины.

Заменим математическое ожидание (1.7) другими числовыми характеристиками; тогда $em_\Sigma + \alpha_\Sigma t_\Sigma = \sum_i C_i (em_i + \alpha_i t_i)$, откуда среднее отклонение исходного размера

$$em_\Sigma = \sum_i C_i (em_i + \alpha_i t_i) - \alpha_\Sigma t_\Sigma. \quad (1.19)$$

Заменим дисперсию (1.8) другими числовыми характеристиками

$$\frac{1}{36} K_\Sigma^2 t_\Sigma^2 = \sum_i \frac{1}{36} C_i^2 K_i^2 t_i^2 + 2 \sum_{i < j} C_i C_j r_{ij} \frac{1}{6} K_i t_i \frac{1}{6} K_j t_j,$$

откуда допуск исходного размера

$$t_\Sigma = \frac{1}{K_\Sigma} \sqrt{\sum_i C_i^2 K_i^2 t_i^2 + 2 \sum_{i < j} C_i C_j r_{ij} K_i K_j t_i t_j}. \quad (1.20)$$

При отсутствии корреляции между случайными величинами

$$t_\Sigma = \frac{1}{K_\Sigma} \sqrt{\sum_i C_i^2 K_i^2 t_i^2}. \quad (1.21)$$

В этих формулах: em_i и t_i — среднее отклонение и допуск влияющего i -го размера; α_i и K_i — коэффициенты относительной асимметрии и относительного рассеивания i -го влияющего размера; C_i и

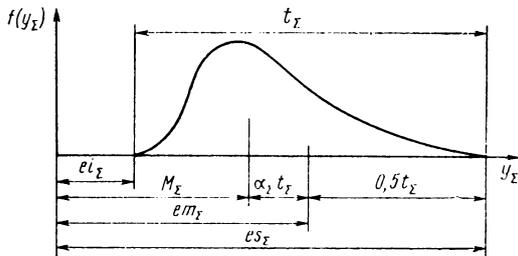


Рис. 1.17

C_j — коэффициенты приведения; r_{ij} — коэффициент корреляции; $e m_\Sigma$ и t_Σ — среднее отклонение и допуск исходного размера; α_Σ и K_Σ — коэффициенты относительной асимметрии и относительного рассеивания исходного размера.

В § 2 приведены характеристики рассеивания размеров деталей одной производственной партии. Однако на сборку поступают иногда детали различных партий, изготовленные в разных производственных условиях. В результате смешения нескольких партий кривые рассеивания размеров деталей, поступивших на сборку, усложняются (например, становятся многовершинными). Характеристики законов распределения в этом случае зависят от числа смешиваемых партий, расхождения центров группирования отдельных партий, полей рассеивания размеров деталей в партии, различия в характере рассеивания отдельных партий. Очевидно, что в случае смешения партий в расчетные формулы (1.19)—(1.21) следует подставлять коэффициенты α , K и r_{ij} смешанной партии деталей.

Необходимо различать коэффициенты α и K рассеивания размеров деталей и коэффициенты рассеивания размеров — аргументов функции (1.6). В большинстве случаев их значения совпадают. Но при их несовпадении в расчетные формулы (1.19)—(1.21) нужно подставлять коэффициенты α и K , относящиеся к размерам — аргументам функции (1.6).

Несоответствие этих коэффициентов отмечено в следующих случаях (подробнее см. [2, 3]).

1. В расчетную схему входят два или более размера, относящихся к сборочному комплекту, один из размеров которого является компенсатором. В этом случае в расчетную схему следует вводить общий размер, характеризующий сборочный комплект и являющийся показателем точности комплекта. Закон распределения общего размера приближенно можно принимать равновероятным с коэффициентами $\alpha_i = 0$ и $K_i = 1,73$.

2. Неравенство зон рассеивания и допуска (см. с. 12—13).

3. Наличие в расчетной схеме размеров — зазоров между поверхностями деталей, комплектуемых по способу селективной сборки. На рис. 1.18 показано распределение отклонений размеров отверстия и вала по закону Гаусса.

Детали после их изготовления сортируют по отклонениям размера на четыре группы. На сборку поступают детали в следующих сочетаниях: $1a-1b$, $2a-2b$, $3a-3b$, $4a-4b$. Коэффициенты α и K для каждой группы деталей, как видно из рис. 1.18, существенно отличаются от общего распределения. В расчетные формулы следует подставлять значения α и K , наилучшие с точки зрения результатов расчета.

Числовые значения коэффициентов α_{Σ} и K_{Σ} зависят от функции распределения конечного размера, которую находят компонированием функций распределения влияющих размеров.

В конечном итоге функция распределения исходного размера определяется числом влияющих размеров, составляющих расчетную схему; законами их распределения; соотношением допусков влияющих размеров.

Известно, что при компонировании двух равновероятных распределений с одинаковыми допусками суммарное распределение подчинено закону Симпсона (рис. 1.19, а). При компонировании двух распределений по закону Симпсона суммарное распределение мало отличается от закона Гаусса (рис. 1.19, б). Если компонировать два асимметричных закона (рис. 1.19, в), то суммарная функция сглаживается, а величина асимметрии уменьшается. При компонировании двух таких сглаженных функций суммарное распределение оказывается близким к нормальному (рис. 1.19, г). Следовательно, при увеличении в расчетной схеме числа влияющих размеров суммарное распределение конечного размера стремится к симметричному распределению по закону Гаусса.

На основании изложенного коэффициенты α_{Σ} и K_{Σ} принимают по следующим рекомендациям.

Принимают коэффициент относительной асимметрии $\alpha_{\Sigma} = 0$, если выполняется одно из условий:

коэффициенты влияющих размеров $\alpha_i = 0$;

среди влияющих размеров с любыми законами распределения есть два или более размера, имеющих $\alpha_i = 0$ и доминирующие допуски;

среди влияющих размеров с любыми законами распределения имеется пять или более размеров с однородными по величине допусками

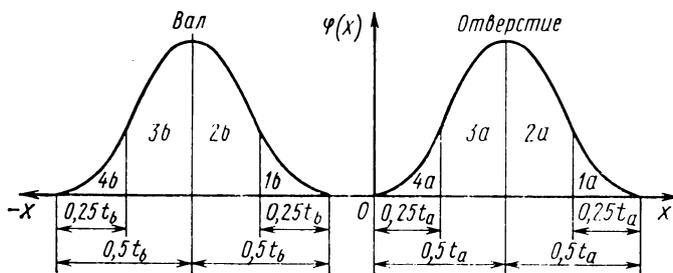


Рис. 1.18

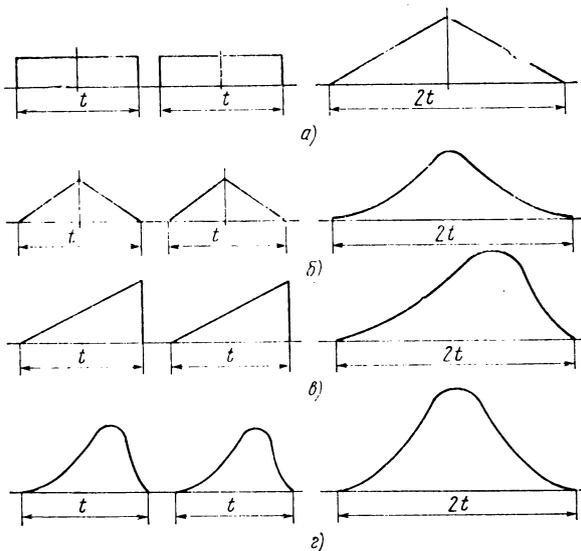


Рис. 1.19

(под однородными по величине считают допуски, различающиеся примерно на 30%).

Принимают коэффициент относительного рассеивания $K_{\Sigma} = 1,0$, если выполняется одно из условий:

коэффициенты влияющих размеров $K_i = 1,0$;

среди влияющих размеров с любыми законами распределения есть два или более размера, имеющих $K_i = 1,0$ и доминирующие допуски;

среди влияющих размеров с любыми законами распределения имеется пять или более размеров с однородными по величине допусками.

Если перечисленные условия не выполняются, то приближенные значения коэффициентов α_{Σ} и K_{Σ} вычисляют по следующим формулам:

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{0,29 \sum_i C_i \alpha_i t_i}{\sum_i |C_i| t_i}; \quad (1.22)$$

$$K_{\Sigma} = 1 + \frac{0,55}{\sum_i |C_i| t_i} \left(\sqrt{\sum_i C_i^2 K_i^2 t_i^2} - \sqrt{\sum_i C_i^2 t_i^2} \right). \quad (1.23)$$

Точность коэффициентов α_{Σ} и K_{Σ} , определяемых по этим формулам, для практических расчетов вполне достаточна. Если необходимо, то более точные значения этих коэффициентов определяют по результатам компонирования функций $f(y_i)$ плотности вероятностей влияющих размеров. Эти функции попарно компонируют (обычно на ЭВМ) и получают в итоге функцию $f(y_{\Sigma})$ плотности вероятностей конечного размера.

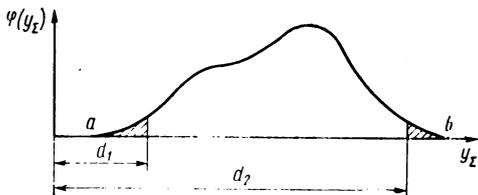


Рис. 1.20

На рис. 1.20 приведен в качестве примера график функции плотности вероятностей, построенный по результатам машинного компирирования функций влияющих размеров.

Коэффициенты α_{Σ} и K_{Σ} определяют по соотношениям

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{M_{\Sigma} - em_{\Sigma}}{t_{\Sigma}} ;$$

$$K_{\Sigma} = \frac{6\sigma_{\Sigma}}{t_{\Sigma}} ,$$

где $em_{\Sigma} = 0,5 (d_2 + d_1)$; $t_{\Sigma} = d_2 - d_1$.

Величины d_1 и d_2 фиксируют для определенного значения 2β , которым заранее задаются; обычно принимают $2\beta = 0,0027$.

Значения M_{Σ} и σ_{Σ} вычисляют на ЭВМ по соотношениям

$$M_{\Sigma} = \sum_i^n Y_{\Sigma i} P_i \text{ и } \sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sum_i^n (Y_{\Sigma i} - M_{\Sigma})^2 P_i} , \quad (1.24)$$

где $Y_{\Sigma i}$ — значения случайной величины Y_{Σ} ; P_i — статистические вероятности значений $Y_{\Sigma i}$.

По формулам (1.24) суммируют значения случайной величины Y_{Σ} во всем диапазоне рассеивания от a до b .

При рассеивании исходного размера по закону Гаусса (или близкому к нему) значение коэффициента $K_{\Sigma} = 1$ соответствует 0,27% выхода исходного размера за пределы поля допуска. Если для каких-либо конкретных условий возможен процент выхода, отличный от 0,27%, то принимают одно из следующих значений K_{Σ} (для закона Гаусса):

Процент риска	0,02	0,05	0,1	0,2	0,27	0,5	1,0	1,5
K_{Σ}	0,81	0,86	0,91	0,97	1,00	1,06	1,16	1,23
Процент риска	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	
K_{Σ}	1,29	1,38	1,46	1,52	1,60	1,71	1,82	

§ 5. ВЕРОЯТНОСТЬ ВЫХОДА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ ИЗДЕЛИЙ ЗА ДОПУСКАЕМЫЕ ПРЕДЕЛЫ

Каждое изделие характеризуют показатели точности, как правило, не зависящие один от другого. Под показателями точности, как и ранее, будем понимать исходные размеры. Обозначим вероятность выхода по одному из показателей через P_i . Допустим, что $P_1 = P_2 = \dots = P_n = 0,0027$.

Определим вероятность того, что изделие окажется за допускаемыми пределами по m показателям, где $m = 1, 2, \dots, n$. Здесь n —

Таблица 1.9

n	Вероятность выхода при числе показателей m			n	Вероятность выхода при числе показателей m		
	1	2	3		1	2	3
1	0,002700	—	—	9	0,023788	0,000249	0,000002
2	0,005385	0,000007	—	10	0,026351	0,000321	0,000002
3	0,008056	0,000022	—	11	0,028908	0,000391	0,000003
4	0,010712	0,000044	—	12	0,031450	0,000479	0,000004
5	0,013354	0,000072	—	13	0,033979	0,000552	0,000006
6	0,015982	0,000108	—	14	0,036494	0,000642	0,000007
7	0,018596	0,000151	0,000001	15	0,038996	0,000739	0,000008
8	0,021194	0,000201	0,000001				

общее число показателей точности (исходных размеров) в изделии. При $m = 1$ определяют вероятность выхода изделия только по одному какому-либо показателю, при $m = 2$ — одновременно по двум показателям и т. д. Вероятности выхода изделия одновременно по числу показателей $m = 1, 2$ и 3 при общем числе показателей точности в изделии $n = 1, 2, \dots, 15$ приведены в табл. 1.9, откуда видно, что вероятность выхода изделия одновременно по нескольким показателям чрезвычайно мала. Так, при $n = 15$ вероятность выхода изделий за допускаемые пределы одновременно по трем показателям равна 0,000008, т. е. в восьми случаях на миллион изделий. Но вероятность выхода хотя бы по одному показателю относительно велика и достигает 4% при числе показателей $n = 15$.

Примеры применения табл. 1.9.

Допустим, что изделие содержит восемь расчетных схем ($n = 8$), исходные размеры которых подвергаются контролю.

1. Какое число изделий из партии в 10 000 шт. имеет отклонения, выходящие за допускаемые пределы по одному исходному размеру? По табл. 1.9 для $m = 1$ и $n = 8$ находим $P_{1,8} = 0,021194$. Умножив это число на 10 000, получим ответ: $0,021194 \cdot 10\ 000 \approx 212$ изделий.

2. Какое число изделий из партии в 10 000 шт. имеет отклонения, выходящие за допускаемые пределы одновременно по двум исходным размерам? По табл. 1.9 для $m = 2$ и $n = 8$ находим $P_{2,8} = 0,000201$, т. е. число искомых изделий равно 2.

Рассмотрим другую задачу. Пусть, как и ранее, изделие характеризуется n показателями. Для некоторых видов изделий может потребоваться, чтобы вероятность выхода хотя бы по одному показателю не превышала 0,0027. Необходимо найти такую допустимую вероятность выхода за допустимые пределы для каждого из n показателей, чтобы все изделие было годным по всем n показателям с вероятностью 0,9973. Вероятности P_n для этих случаев указаны в табл. 1.10.

Пример применения табл. 1.10. Допустим, что изделие содержит шесть сборочных расчетных схем ($n = 6$), исходные размеры которых подвергаются контролю. Пусть задано также, что вероятность выхода хотя бы по одному исходному размеру в собранных изделиях не должна превышать 0,0027. По табл. 1.10 находим, что допускаемая вероятность выхода каждого из шести показателей изделий за допускаемые пределы равна 0,00045. С учетом этой вероятности нужно рассчитывать соответствующие шесть расчетных схем изделия.

§ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПРИВЕДЕНИЯ

Коэффициент приведения C_i — постоянная при аргументах Y_i в формулах (1.6), (1.7), определяющая направление и степень воздействия влияющего размера на конечный.

Все влияющие размеры разделяют на увеличивающие (знак плюс перед коэффициентами C_i); уменьшающие (знак минус перед коэффициентами C_i). Положительное приращение увеличивающего размера вызывает увеличение исходного размера, а такое же приращение уменьшающего размера — уменьшение исходного размера.

Величину коэффициентов C_i и знак перед ними определяют из рассмотрения расчетной схемы. Расчетные схемы могут содержать размеры: только линейные (параллельно или непараллельно расположенные), только угловые, одновременно и линейные и угловые.

В расчетных схемах с линейными параллельно расположенными размерами коэффициенты C_i для размеров, отклонения которых вызывают поворот осей или поверхностей деталей, определяют как отношение плеч рычагов со знаком плюс для увеличивающих и со знаком минус для уменьшающих размеров. В остальных случаях коэффициенты увеличивающих размеров $C_i = 1,0$, уменьшающих $C_i = -1,0$.

Таблица 1.10

n	P_n	n	P_n	n	P_n
1	0,0027	7	0,00038	12	0,00022
2	0,0014	8	0,00034	13	0,00021
3	0,0009	9	0,00030	14	0,00019
4	0,0007	10	0,00026	15	0,00018
5	0,0006	11	0,00024	—	—
6	0,00045				

На рис. 1.21 приведена расчетная схема, относящаяся к валу барабана, опоры которого расположены в отдельных стойках. Здесь исходный размер A_Σ — расстояние от основания до центра концевого участка вала барабана; влияющие размеры: A_1 — высота ступеньки основания; A_2 и A_3 — расстояние от оси отверстия до опорной поверхности соответственно правой и левой стойки. Увеличение влияющего размера A_1 увеличивает исходный размер A_Σ и не приводит к повороту оси барабана, поэтому $C_1 = 1,0$. Изменение влияющего размера A_2 при неизменном A_3 , как и изменение A_3 при неизменном A_2 , приводит к повороту оси барабана и соответствующему изменению исходного размера A_Σ . Используя отношение плеч рычагов, получим $C_2 = (l_1 + l_2)/l_1$; $C_3 = -l_2/l_3$.

Для расчетной схемы на рис. 1.22 коэффициенты C_i : $C_1 = C_2 = C_3 = C_5 = C_6 = -1,0$; $C_4 = 1,0$. Можно заключить, что все влияющие размеры, находящиеся в расчетной схеме в одной группе с исходными, относятся к уменьшающим. В расчетных схемах с линей-

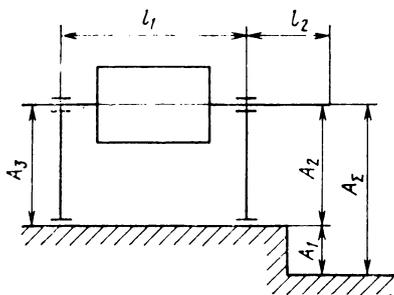


Рис. 1.21

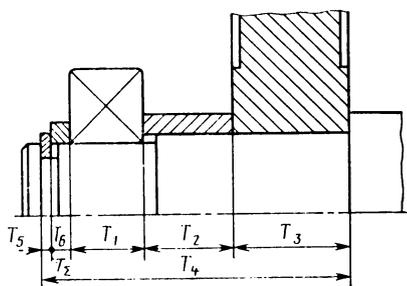


Рис. 1.22

ными непараллельно расположенными размерами коэффициенты C_i равны косинусам углов β_i между направлениями исходного и влияющих размеров.

Для схемы на рис. 1.23 коэффициенты влияющих размеров $C_1 = \cos \beta_1 = \cos (180 - \beta) = -\cos \beta$; $C_2 = \cos \beta_2 = \cos (90 - \beta) = \sin \beta$; $C_3 = \cos \beta_3 = \cos \beta$; $C_4 = \cos \beta_4 = \cos (90 + \beta) = -\sin \beta$.

Величину и знак коэффициента C_i можно определить также графическим способом, который в ряде случаев более удобен. Воспользовавшись схемой на рис. 1.24, определим коэффициент C_i для размера B_1 . Для этого из произвольной точки проведем прямую, параллельно направлению размера B_1 (рис. 1.24, б). В принятом масштабе отложим отрезок aa' , равный приращению размера B_1 . Через точку a проведем прямую $I-I$, параллельную направлению исходного размера B_2 , а через точку a' — прямую $II-II$, перпендикулярную ему. Отношение отрезков aa''/aa' есть величина коэффициента C_i для размера B_1 . Из рис. 1.24, а видно, что увеличение влияющего размера B_1 вызывает уменьшение исходного размера B_2 . Следовательно, размер B_1 — уменьшающий, и окончательно $C_1 = -aa''/aa'$. Исследуемому размеру можно давать приращение в любом направлении.

Подобные построения выполняют и для определения коэффициентов C_i других влияющих размеров.

При анализе расчетных схем, содержащих угловые размеры, предполагаем наличие жестких связей между размерами. Тогда изменение какого-либо углового размера на определенную величину вызывает поворот всех жестко связанных размеров на угол, равный по величине изменению данного размера. Если отклонения угловых размеров заданы на чертежах в угловой мере (градусы, минуты, секунды), то коэффициенты увеличивающих размеров $C_i = 1,0$, уменьшающих $C_i = -1,0$.

Часто отклонения угловых размеров задают в линейных величинах, отнесенных к определенной условной длине. Обозначим через r_Σ условную длину стороны угла исходного размера, а r_i — фактические длины сторон угла каждого влияющего размера. Тогда коэффициент $C_i = r_\Sigma/r_i$ со знаком плюс для увеличивающих и со знаком

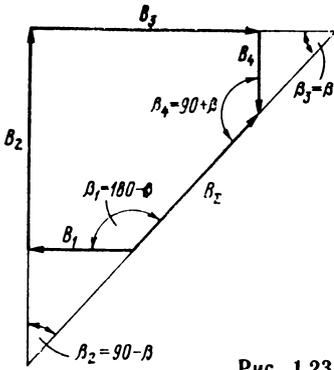


Рис. 1.23

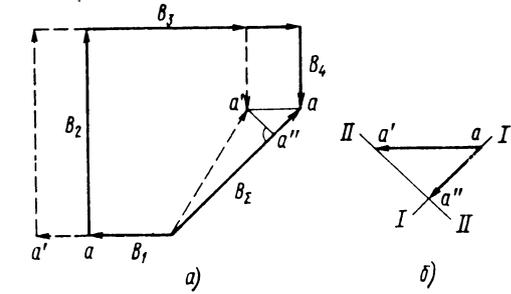


Рис. 1.24

минус для уменьшающих размеров. На практике условную длину, в зависимости от размеров деталей принимают равной 100, 150, 200, 300 или 500 мм.

На рис. 1.25 приведены расчетные схемы с угловыми размерами, обозначенными через $\beta_1, \dots, \beta_\Sigma; \gamma_1, \dots, \gamma_\Sigma$.

Коэффициенты влияющих размеров для схемы рис. 1.25, а: $C_1 = -r_\Sigma/r_1; C_2 = -r_\Sigma/r_2; C_3 = -r_\Sigma/r_3; C_4 = r_\Sigma/r_4$; для схемы рис. 1.25, б: $C_1 = r_\Sigma/r_1; C_2 = r_\Sigma/r_2; C_3 = r_\Sigma/r_3$.

Иногда в угловых размерах, определяющих параллельность осей или поверхностей, отсутствует четко выраженная вершина угла. Для определения знака коэффициента C_i вершину угла необходимо задать и фиксировать на расчетной схеме.

На рис. 1.26 приведены конструктивная (а) и расчетные схемы (б, в, г), определяющие перпендикулярность рабочей поверхности стола сверлильного станка к оси вращения шпинделя (в плоскости чертежа).

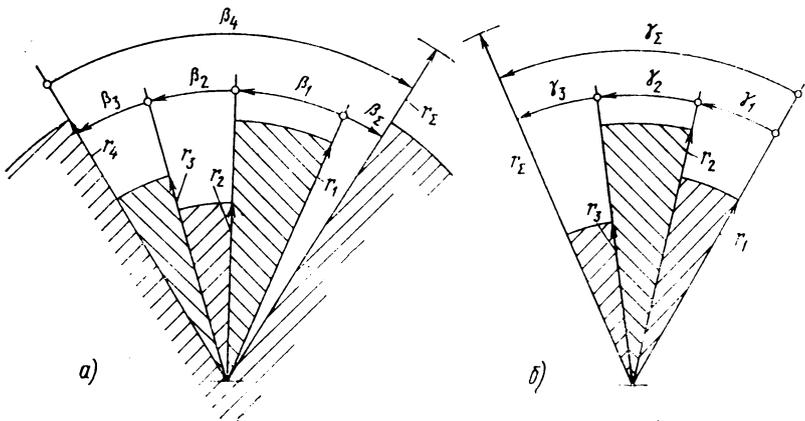


Рис. 1.25

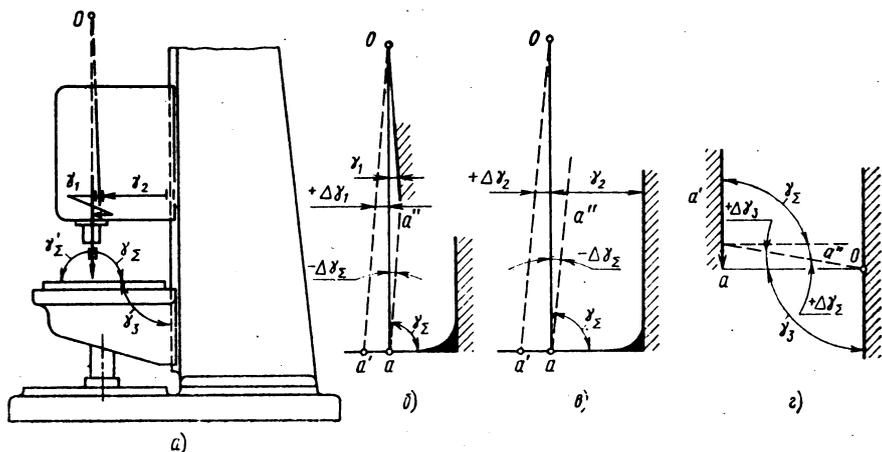


Рис. 1.26

Для определения коэффициента приведения выбирают вершину угла и фиксируют ее на расчетной схеме (рис. 1.26, а, точка O). Далее наносят линию, определяющую размер γ_1 , и показывают исходный размер γ_2 . После этого исследуемому размеру дают приращение угла $\Delta\gamma_1$. Из точки O проводят линию Oa' , а из точки a — линию aa'' , параллельную линии Oa' . Из построения видно, что исходный размер γ_2 уменьшается на величину $\Delta\gamma_2$. Следовательно, размер γ_1 должен быть отнесен к группе уменьшающих.

Производя подобные действия с размерами γ_2 и γ_3 (рис. 1.26, б и в), определяют, что размер γ_3 является увеличивающим, а γ_2 — уменьшающим.

Направленность угловых размеров зависит также от расположения углов и выбора вершины угла. Так, по схеме на рис. 1.26 угол γ_2 может быть заменен равноценным ему углом γ'_2 . Очевидно, что влияние угловых размеров на размер γ'_2 противоположно по знаку их влиянию на размер γ_2 . Если выбрать вершину углов γ_1 и γ_2 на противоположном (нижнем) конце шпинделя, то влияние размеров γ_1 и γ_2 на исходный размер также изменится на противоположное. Тем не менее при любом расположении углов и их вершин результат расчета не изменится, если в процессе его не будут произвольно изменяться выбранные положения углов и их вершин.

В расчетных схемах с линейными и угловыми размерами одновременно коэффициенты C_i линейных размеров определяют как обычно. Коэффициенты C_i угловых размеров определяют графически.

Положим, что исходным является линейный размер (наиболее частый случай), а влияющими — линейные и угловые размеры. Если отклонения Δ_i углов заданы на чертеже в линейной мере, отнесенной к условной длине l_i , то коэффициент

$$C_i = \frac{L_i}{l_i} \cos \beta_i, \quad (1.25)$$

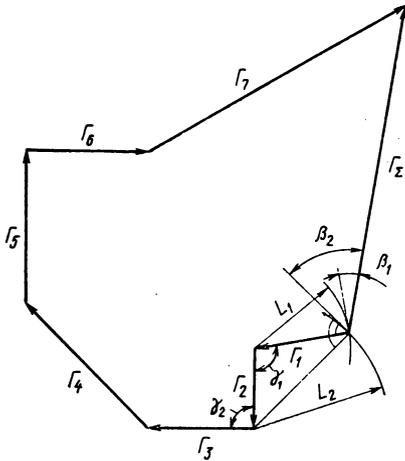


Рис. 1.27

где L_i — расстояние от точки поворота системы размеров, образующих расчетную схему, до начала (или конца) исходного размера; β_i — угол между направлением исходного размера и перемещением конца отрезка L_i (касательной к окружности радиуса L_i).

Если отклонения $\Delta\gamma_i$ углов заданы в угловой мере (градусах), то коэффициент

$$C_i = \frac{L_i}{57} \cos \beta_i. \quad (1.26)$$

Знак в формулах (1.25) и (1.26) принимают, как и раньше: плюс для увеличивающих, минус — для уменьшающих размеров.

На рис. 1.27 приведена расчетная

схема, содержащая линейные исходный Γ_Σ и влияющие $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_7$ размеры, а также угловые влияющие размеры γ_1 и γ_2 .

Покажем на примере этой схемы, как определяют коэффициенты C_i угловых размеров.

1. Отклонения углов γ_1 и γ_2 заданы в линейной мере отношениями Δ_1/l_1 и Δ_2/l_2 . С учетом действительных линейных размеров по формуле (1.25) получим $C_{\gamma_1} = -\frac{L_1}{l_1} \cos \beta_1$; $C_{\gamma_2} = \frac{L_2}{l_2} \cos \beta_2$. Знак минус в первом из этих выражений означает, что размер γ_1 — уменьшающий (с увеличением γ_1 исходный размер Γ_Σ уменьшается). Углы β_1 и β_2 определяют графически после построения в определенном масштабе расчетной схемы.

Погрешности исходного размера от ошибок углов γ_1 и γ_2

$$\Delta\Gamma_{\Sigma(\gamma_1)} = C_{\gamma_1} \Delta_1; \quad \Delta\Gamma_{\Sigma(\gamma_2)} = C_{\gamma_2} \Delta_2.$$

Пример. Пусть задано: $\Delta_1/l_1 = 0,1/100$ мм/мм; $L_1 = 150$ мм; $\Delta_2/l_2 = 0,05/100$ мм/мм; $L_2 = 200$ мм. После построения схемы находим $\beta_1 \approx 30^\circ$ и $\beta_2 \approx 45^\circ$. Тогда, учитывая, что размер γ_1 уменьшающий, а γ_2 — увеличивающий, имеем

$$C_{\gamma_1} = -\frac{150}{100} \cos 30^\circ = -1,3; \quad \Delta\Gamma_{\Sigma(\gamma_1)} = -1,3 \cdot 0,1 = -0,13 \text{ мм};$$

$$C_{\gamma_2} = \frac{200}{100} \cos 45^\circ = 1,4; \quad \Delta\Gamma_{\Sigma(\gamma_2)} = 1,4 \cdot 0,05 = 0,07 \text{ мм}.$$

2. Отклонения углов γ_1 и γ_2 заданы в угловой мере (градусах). Тогда

$$C_{\gamma_1} = -\frac{L_1}{57} \cos \beta_1; \quad \Delta\Gamma_{\Sigma(\gamma_1)} = C_{\gamma_1} \Delta\gamma_1;$$

$$C_{\gamma 2} = \frac{L_2}{57} \cos \beta_2; \quad \Delta \Gamma_{\Sigma (\gamma 2)} = C_{\gamma 2} \Delta \gamma_2.$$

Пример. Пусть задано: $\Delta \gamma_1 = 0,1^\circ$; $L_1 = 150$ мм; $\beta_1 = 30^\circ$; $\Delta \gamma_2 = 0,05^\circ$; $L_2 = 200$ мм; $\beta_2 = 45^\circ$. Тогда

$$C_{\gamma 1} = -\frac{150}{57} \cos 30^\circ = -2,28; \quad \Delta \Gamma_{\Sigma (\gamma 1)} = -2,28 \cdot 0,1 = -0,228 \text{ мм};$$

$$C_{\gamma 2} = \frac{200}{57} \cos 45^\circ = 2,48; \quad \Delta \Gamma_{\Sigma (\gamma 2)} = 2,48 \cdot 0,05 = 0,124 \text{ мм}.$$

Аналогичными построениями определяют коэффициенты линейных размеров, если исходным является угловой размер.

§ 7. РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Аргументы Y_i функции (1.6) могут быть случайными, независимыми коррелированными и функционально зависимыми, простыми (скалярными) и векторными. Аргументами этой функции могут быть также характеристики соединений деталей с зазором, в пределах которого сопряженные детали имеют возможность смещаться. В расчетных схемах бывают как отдельные виды перечисленных величин, так и любые их комбинации. В общем случае расчетная схема может содержать все виды аргументов.

Математическое ожидание и дисперсия обобщенной функции

$$M_{\Sigma} = \sum_i M_{\Sigma i} \text{ и } D_{\Sigma} = \sum_i D_{\Sigma i} \text{ или } \frac{1}{36} K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 = \sum_i \frac{1}{36} K_{\Sigma i}^2 t_{\Sigma i}^2. \quad (1.27)$$

Отсюда

$$t_{\Sigma} = \frac{1}{K_{\Sigma}} \sqrt{\sum_i K_{\Sigma i}^2 t_{\Sigma i}^2}. \quad (1.28)$$

В этих формулах $M_{\Sigma i}$ — математическое ожидание; $K_{\Sigma i}^2 t_{\Sigma i}^2$ — характеристика рассеивания отдельного i -го вида аргумента обобщенной функции.

Ниже дан вывод формул для определения математических ожиданий $M_{\Sigma i}$ и характеристик рассеивания $K_{\Sigma i}^2 t_{\Sigma i}^2$, подставляемых в формулы (1.27), (1.28), для каждого вида аргументов обобщенной функции.

1. Аргументы Y_i — скалярные величины

Примем для скалярных величин индекс s . Математическое ожидание функции (1.6) $MY_{\Sigma} = \sum_i C_i MY_i$. Заменяв MY_i другими числовыми характеристиками и введя индекс, получим

$$M_{\Sigma s} = \sum_s C_s (em_s + \alpha_s t_s). \quad (1.29)$$

Дисперсия функции (1.6) $DY_{\Sigma} = \sum_i C_i^2 DY_i + 2 \sum_{i < j} C_i C_j r_{ij} \sigma_i \sigma_j$.

Заменим дисперсии и средние квадратические отклонения другими числовыми характеристиками. Введя индекс, получим

$$K_{\Sigma_s}^2 t_{\Sigma_s}^2 = \sum_s C_s^2 K_s^2 t_s^2 + 2 \sum_{i < j} C_i C_j r_{ij} K_i K_j t_i t_j. \quad (1.30)$$

При отсутствии корреляции между случайными величинами $r_{ij} = 0$ и

$$K_{\Sigma_s}^2 t_{\Sigma_s}^2 = \sum_s C_s^2 K_s^2 t_s^2. \quad (1.31)$$

2. Аргументы Y_i — векторные величины

Аргументами функции (1.6), наряду с другими, могут быть погрешности, имеющие случайную величину и направление. Встречаются также случаи, когда все аргументы функции — векторные величины.

Рассмотрим первоначально случай, когда в расчетной схеме кроме векторных имеются и другие виды ошибок.

На рис. 1.28 показан торец втулки, в которой оси отверстия и наружной поверхности смещены.

Если интересуются направлением Oy конечного размера, то в расчет принимают величину Y — проекцию ошибки t_x на направление Oy .

Уравнение функциональной зависимости имеет вид

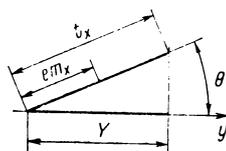
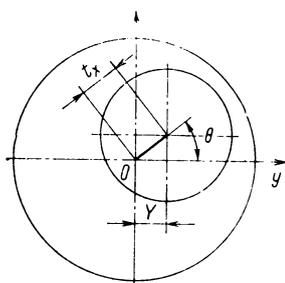
$$Y = t_x \cos \theta,$$

где t_x и θ — случайные величины — соответственно модуль и аргумент вектора.

Величины t_x и θ независимы. Тогда математическое ожидание и дисперсия случайной величины Y (см. табл. 1.1, п. 7)

$$MY = Mt_x M(\cos \theta);$$

$$DY = Dt_x D(\cos \theta) + Dt_x [M(\cos \theta)]^2 + D(\cos \theta) [Mt_x]^2.$$



При угле θ , изменяющемся равномерно в пределах от 0 до 2π или от 0 до π , $M(\cos \theta) = 0$ и $D(\cos \theta) = 0,5$. С учетом этого получим

$$MY = 0; \quad DY = 0,5 (Dt_x + [Mt_x]^2). \text{ Но}$$

$$Dt_x = \frac{1}{36} K_x^2 t_x^2; \quad Mt_x = em_x + \alpha_x t_x.$$

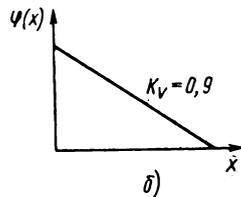
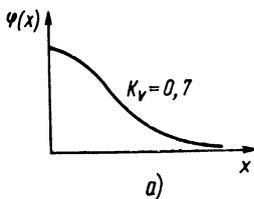


Рис. 1.28

Рис. 1.29

Кроме того, для векторных ошибок $em_x = 0,5t_x$.

Тогда после подстановки найдем

$$K_y^2 t_y^2 = 0,5 [K_x^2 + 36 (0,5 + \alpha_x)^2] t_x^2 = K^2 t_x^2;$$

здесь t_y — биение (удвоенное смещение осей); t_x — модуль вектора — смещение осей (1/2 биения).

Примем для векторных величин индекс v . Для получения t_y в виде смещения осей уменьшим в 2 раза коэффициент K . Тогда $K_y^2 t_y^2 = K_v^2 t_v^2$, где $K_v^2 = 0,125 [K_x^2 + 36 (0,5 + \alpha_x)^2]$.

Для суммы векторных величин с учетом коэффициента приведения найдем

$$K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 = \sum_v C_v^2 K_v^2 t_v^2. \quad (1.32)$$

Поскольку в зависимости (1.32) векторные величины представлены в виде смещения осей, то законы их распределения, например нормальный (рис. 1.29, а) или Симпсона (рис. 1.29, б), относят не ко всему полю рассеивания, а только к его половине. Приведенный коэффициент относительного рассеивания при распределении модуля вектора по этим законам колеблется в пределах $K_v = 0,7 \dots 0,9$. Для проектных расчетов можно принимать $K_v = 0,75$. Тогда окончательно для случая, когда в расчетной схеме кроме векторных имеются другие виды ошибок,

$$K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 = 0,75^2 \sum_v C_v^2 t_v^2. \quad (1.33)$$

Если расчетная схема содержит только векторные величины, то при проектных расчетах суммарный вектор определяют по формуле

$$t_{\Sigma v} = 0,85 \sqrt{\sum_v C_v^2 t_v^2}, \quad (1.34)$$

где коэффициент перед корнем получен по опытным данным.

Коэффициенты 0,75 и 0,85 соответствуют проценту риска $2\beta = 0,27\%$. Если брать $2\beta \neq 0,27\%$, то коэффициенты 0,75 и 0,85 умножают на коэффициент C_0 , который принимают по следующим данным.

$2\beta, \%$	0,05	0,10	0,20	0,27	0,50	1,00	2,00	3,00	5,00
C_0	1,13	1,07	1,02	1,00	0,95	0,89	0,81	0,77	0,71

В формулах (1.33), (1.34) t_v — допуск модуля влияющего вектора; $t_{\Sigma v}$ — то же, для исходного (суммарного) вектора.

3. Аргументы Y_i — функционально зависимые величины

С одной случайной величиной x могут быть функционально связаны m аргументов, т. е. $Y_1 = \varphi_1(x)$; $Y_2 = \varphi_2(x)$, ..., $Y_m = \varphi_m(x)$. С учетом коэффициентов приведения можно записать

$$C_1 Y_1 + C_2 Y_2 + \dots + C_m Y_m = C_1 \varphi_1(x) + C_2 \varphi_2(x) + \dots + C_m \varphi_m(x)$$

$$\text{или } \sum_i^m C_i Y_i = \sum_i^m C_i \varphi_i(x).$$

Функция (1.6) в общем случае может содержать несколько групп аргументов, функционально зависимых от x . Будем отличать их порядковыми номерами в виде индекса j от $j = 1$ до $j = l$.

Тогда в более общем виде $\sum_j^l \sum_i^m C_i Y_i = \sum_j^l \sum_i^m C_i \varphi_i(x_j)$. Примем для функционально зависимых величин индекс f . Тогда математическое ожидание и дисперсия

$$M_{\Sigma f} = \sum_j^l \sum_i^m C_i M[\varphi_i(x_j)]; \quad D_{\Sigma f} = \sum_j^l \sum_i^m C_i^2 D[\varphi_i(x_j)]. \quad (1.35)$$

Функция $\varphi_i(x_j)$ в общем случае может иметь любой вид. Для определения математического ожидания и дисперсии этой функции ее предварительно линеаризируют.

В практике расчета допусков изделий машиностроения в основном встречаются линейные функции. К ним относятся, например, функции, учитывающие силовые и температурные деформации деталей.

Функция связи для этих случаев имеет вид $y_i = a_i x$. Математическое ожидание и дисперсия этой функции

$$MY_i = a_i M_x = a_i (em_x + \alpha_x t_x);$$

$$DY_i = a_i^2 D_x \quad \text{или} \quad K_{y_i}^2 t_{y_i}^2 = a_i^2 K_{x_i}^2 t_{x_i}^2.$$

Подставляя полученные выражения в формулы (1.35), получим

$$M_{\Sigma f} = \sum_j^l \left[(em_{x_j} + \alpha_{x_j} t_{x_j}) \left(C_{x_j} + \sum_i^m C_i a_i \right) \right]; \quad (1.36)$$

$$K_{\Sigma f}^2 t_{\Sigma f}^2 = \sum_j^l \left[K_{x_j}^2 t_{x_j}^2 \left(C_{x_j}^2 + \sum_i^m C_i^2 a_i^2 \right) \right]. \quad (1.37)$$

Под знаком суммы \sum_i^m суммируют коэффициенты зависимых величин.

Если функция (1.6) содержит только одну группу аргументов, функционально зависимых от x , то $l = 1$; тогда

$$M_{\Sigma f} = (em_x + \alpha_x t_x) \left(C_x + \sum_i^m C_i a_i \right); \quad (1.38)$$

$$K_{\Sigma f}^2 t_{\Sigma f}^2 = K_x^2 t_x^2 \left(C_x^2 + \sum_i^m C_i^2 a_i^2 \right). \quad (1.39)$$

Если только один аргумент функционально связан с x , то $m = 1$, и тогда

$$M_{\Sigma f} = (em_x + \alpha_x t_x) (C_x + aC); \quad (1.40)$$

$$K_{\Sigma f}^2 t_{\Sigma f}^2 = K_x^2 t_x^2 (C_x^2 + C^2 a^2). \quad (1.41)$$

4. Аргументы Y_i — сопряжения деталей с зазором

Примем для сопряжений с зазором индекс z . Сопряжения деталей с зазором часто встречаются в изделиях машиностроения. Это — сопряжения не только цилиндрических поверхностей типа отверстие—

вал, но и плоских типа паз—выступ. Наличие зазоров создает возможность относительного смещения как деталей, образующих сопряжение, так и других смежных с ними деталей. Это в конечном итоге может приводить к нарушению точности относительного положения деталей, определяющих качество изделия.

По характеру относительного расположения деталей в поле зазора можно выделить следующие основные случаи:

зазоры полностью выбираются в одном направлении;

зазоры полностью выбираются так, что детали соприкасаются равномерно в любой точке окружности;

зазоры, в пределах которых сопряженные детали могут занимать любое относительное положение.

Рассмотрим каждый из этих случаев.

Зазоры полностью выбираются в одном направлении. Зазоры могут быть полностью выбраны при относительном смещении деталей в одну сторону под действием веса, давления пружины, давления винта и т. д. или при нереверсивном движении механизмов.

Зазоры, полностью выбираемые попеременно в одну и другую сторону, встречаются главным образом в кинематических цепях при реверсивном движении механизмов. При изменении направления движения меняют свое направление силы трения и инерции. Это приводит к тому, что детали сопряжения смещаются попеременно то в одну, то в другую сторону. При этом влияние зазоров на точность исходного размера оказывается максимальным. В связи с этим, когда нет уверенности в действительном характере выборки зазора, необходимо за расчетную принять схему, при которой зазоры полностью выбираются попеременно то в одну, то в другую сторону.

На рис. 1.30 приведена схема сопряжения вала с отверстием, где зазор выбран в одну сторону.

Смещение осей сопряженных поверхностей

$$Z = 0,5 (X_a - X_b),$$

где X_a и X_b — случайные величины диаметра соответственно отверстия и вала; Z — случайная величина — смещение осей сопряженных поверхностей.

Математическое ожидание смещения осей $MZ = 0,5 (MX_a - MX_b)$. Заменяя математические ожидания другими характеристиками, получим

$$MZ = 0,5 [(d_a + em_a + \alpha_a t_a) - (d_b + em_b + \alpha_b t_b)].$$

Дисперсия смещения осей $DZ = 1/4 (DX_a + DX_b)$. Заменяя дисперсии другими характеристиками, найдем

$$\frac{1}{36} K_z^2 t_z^2 = \frac{1}{4 \cdot 36} (K_a^2 t_a^2 + K_b^2 t_b^2)$$

или

$$K_z^2 t_z^2 = \frac{1}{4} (K_a^2 t_a^2 + K_b^2 t_b^2).$$

В расчетной схеме может быть несколько сопряжений с зазором. Направление линии смещения осей в общем случае составляет с линией исходного (конечного) размера угол θ .

Тогда после введения коэффициента приведения получим

$$M_{\Sigma z} = \frac{1}{2} \sum_z |C_z| \cos \theta_z [(d_a - d_b) + (em_a - em_b) + (\alpha_a t_a - \alpha_b t_b)]; \quad (1.42)$$

$$K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 = \frac{1}{4} \sum_z C_z^2 \cos^2 \theta_z (K_a^2 t_a^2 + K_b^2 t_b^2). \quad (1.43)$$

В этих формулах em_a и em_b — средние отклонения размеров отверстия и вала; t_a и t_b — допуски этих размеров; K_a, K_b, α_a и α_b — коэффициенты рассеивания; d_a и d_b — номинальные значения диаметров отверстия и вала.

При совпадении направлений линии смещения осей и линии конечного размера $\theta = 0$ и $\cos \theta = 1,0$. Часто $d_a = d_b$, тогда в формуле (1.42) разность $d_a - d_b$ обращается в нуль.

Зазоры полностью выбираются так, что детали соприкасаются равномерно в любой точке окружности. На рис. 1.31 показано одно из возможных положений деталей. Смещение, совпадающее с направлением исходного размера (осью Oy), $Y = Z \cos \theta$. Считаем, что угол θ распределен равномерно в пределах от 0 до 2π . Для этих условий $M(\cos \theta) = 0$ и $D(\cos \theta) = 0,5$.

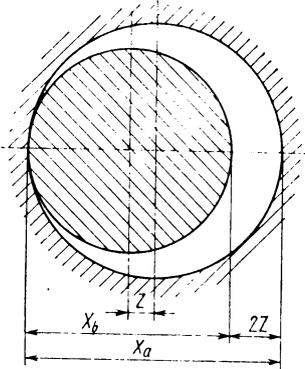


Рис. 1.30

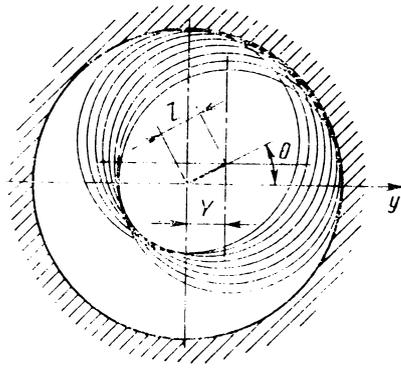
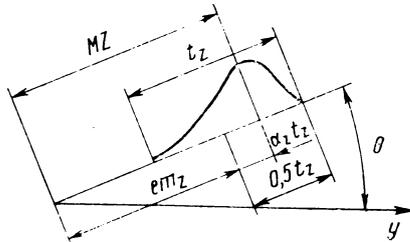


Рис. 1.31



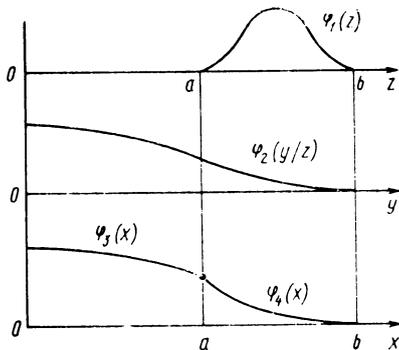


Рис. 1.32

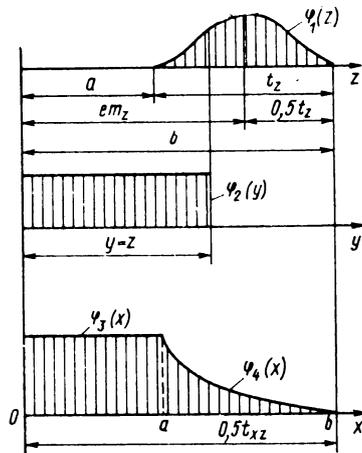


Рис. 1.33

Тогда математическое ожидание и дисперсия величины Y : $MY = 0$; $DY = 0,5 (DZ + MZ^2)$. Математическое ожидание и дисперсия зазора

$$MZ = em_z + \alpha_z t_z = t_z \left(\frac{em_z}{t_z} + \alpha_z \right);$$

$$DZ = \frac{1}{36} K_z^2 t_z^2.$$

Тогда $DY = 0,5 \left[\frac{1}{36} K_z^2 t_z^2 + t_z^2 \left(\frac{em_z}{t_z} + \alpha_z \right)^2 \right]$. Полагая, что $DY = \frac{1}{36} \times K_y^2 t_y^2$, получим

$$K_y^2 t_y^2 = 0,5 \left[K_z^2 + 36 \left(\frac{em_z}{t_z} + \alpha_z \right)^2 \right] t_z^2.$$

В расчетной схеме может быть несколько таких сопряжений. Вводя коэффициент приведения, окончательно получим

$$M_{\Sigma z} = 0; \quad K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 = \sum_z C_z^2 K_{xz}^2 t_z^2, \quad (1.44)$$

где K_{xz} — приведенный коэффициент относительного рассеивания,

$$K_{xz}^2 = 0,5 \left[K_z^2 + 36 \left(\frac{em_z}{t_z} + \alpha_z \right)^2 \right]. \quad (1.45)$$

Значения em_z и t_z вычисляют по формулам

$$em_z = \frac{1}{2} [(d_a - d_b) + (em_a - em_b) + (\alpha_a t_a + \alpha_b t_b)] - \alpha_z t_z; \quad (1.46)$$

$$t_z = \frac{1}{2K_z} \sqrt{K_a^2 t_a^2 + K_b^2 t_b^2}. \quad (1.47)$$

Распределение зазора Z обычно близко к нормальному, поэтому для практических расчетов принимают $\alpha_z = 0$; $K_z = 1,0$ и

$$K_{xz}^2 = 0,5 \left[1 + 36 \left(\frac{em_z}{t_z} \right)^2 \right]. \quad (1.48)$$

Зазоры, в пределах которых сопряженные детали могут занимать любое относительное положение. Возможны два варианта.

Вариант 1. Детали занимают относительное положение в поле зазора на линии, совпадающей с направлением исходного размера или расположенной по отношению к нему под некоторым постоянным углом.

Пусть имеем функцию $\varphi_1(z)$ плотности вероятности радиального зазора и функцию $\varphi_2(y)$ плотности вероятности положения вала в отверстии по оси y (рис. 1.32). Требуется определить функции $\varphi_3(x)$ и $\varphi_4(x)$ плотности условных вероятностей положения вала в отверстии по оси $x = y$.

Для схемы на рис. 1.32

$$\varphi_3(x) = \varphi_2(y) \text{ при } x = \overline{0, a} \text{ и } \varphi_4(x) = \varphi_2(y) \int_{x=z}^b \varphi_1(z) dz \text{ при } x = \overline{a, b}.$$

В практике машиностроения наиболее часто встречаются законы распределения случайных величин — равновероятный и Гаусса.

Пусть функции $\varphi_1(z) = \frac{1}{\sigma_z \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(Z-M_z)^2}{2\sigma_z^2} \right]$, а функция $\varphi_2(y) = 1/b$ — равновероятная (рис. 1.33). Тогда $\varphi_3(x) = \varphi_2(y) = 1/b$; $\varphi_4(x) = \frac{1}{b\sigma_z \sqrt{2\pi}} \int_{x=z}^b \exp \left[-\frac{(Z-M_z)^2}{2\sigma_z^2} \right] dz$.

При симметричном смещении вала в обе стороны $M_x = 0$, и дисперсия величины x

$$D_x = 2 \int_0^a x^2 \varphi_3(x) dx + 2 \int_a^b x^2 \varphi_4(x) dx.$$

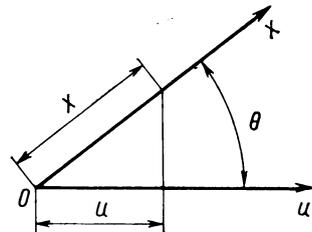
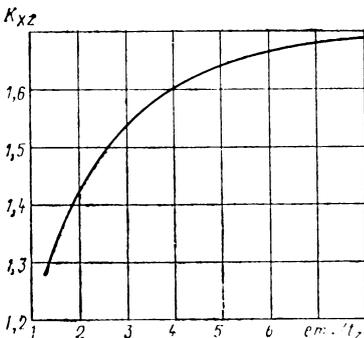


Рис. 1.35 ↑

Рис. 1.34

Приведенный коэффициент относительного рассеивания

$$K_{xz} = 3 \sqrt{D_x} \frac{1}{b}.$$

По результатам вычислений на ЭВМ для приведенных сочетаний функций построен график (рис. 1.34) для определения коэффициента K_{xz} .

Если зазор выбирается под углом θ к направлению исходного размера, то коэффициент приведения C_z умножают на $\cos \theta$.

Вариант 2. Детали занимают любое относительное положение в пределах зазора. Положим, что зазор выбирается по направлению оси x , которая относительно интересующего нас направления u может занимать равновероятное положение по углу θ от 0 до 2π . В этом случае $u = x \cos \theta$ (рис. 1.35). Так как величины x и $\cos \theta$ независимы, то $Mu = MxM(\cos \theta)$. Но $M(\cos \theta) = 0$; тогда $Mu = 0$.

Дисперсия произведения двух независимых величин

$$Du = Dx D(\cos \theta) + Dx [M(\cos \theta)]^2 + D(\cos \theta) Mx^2.$$

Но $M(\cos \theta) = 0$, а $D(\cos \theta) = 0,5$; тогда $Du = 0,5Dx + 0,5 Mx^2$. Как и ранее, $Mx = 0$. Следовательно, $Du = 0,5Dx$ и $K_u^2 = 0,5K_{xz}^2$ или $K_u \approx 0,7K_{xz}$.

Таким образом, если в расчетной схеме имеются сопряжения с зазором, а относительное смещение деталей происходит по линии, совпадающей с направлением исходного размера или расположенной по отношению к нему под некоторым постоянным углом, то расчет производят по формулам

$$M_{\Sigma z} = 0; \quad K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 = \sum_z C_z^2 K_{xz}^2 t_{xz}^2; \quad (1.49)$$

здесь коэффициент K_{xz} принимают по графику (см. рис. 1.34).

$$t_{xz} = 2em_z + t_z, \quad (1.50)$$

где em_z и t_z вычисляют по формулам (1.46) и (1.47).

Если сопряженные детали могут занимать любое относительное положение в пределах зазора, то вместо коэффициента K_{xz} в формулу (1.49) подставляют коэффициент K_u .

5. Относительное смещение вала и отверстия в поле зазора с учетом погрешностей размеров и формы

Сопряженные вал и отверстие могут иметь погрешности не только размеров, но и формы. Относительное смещение вала и отверстия определяют по формулам (1.46) и (1.47), в которые входят коэффициенты α_a , K_a , относящиеся к отверстию, и α_b , K_b , относящиеся к валу. Для практических целей удобно сохранить эти формулы без изменений, а погрешности формы учитывать приведенными коэффициентами α'_a , α'_b , K'_a , K'_b .

Для вывода формул допустим, что поперечные сечения отверстия и вала представляют собой эллипс или близкую к нему фигуру. Эл-

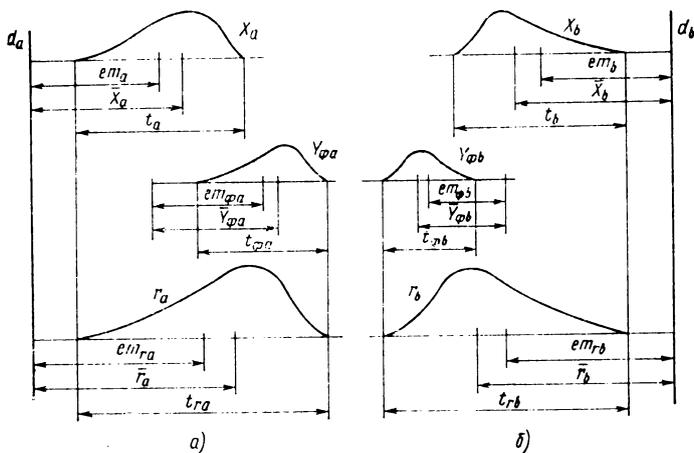


Рис. 1.36

липс имеет большую и малую оси, размеры которых можно условно назвать большим и малым диаметром отверстия или вала. Разность диаметров является погрешностью формы детали в данном сечении, поля рассеивания большого и малого диаметров — погрешностями размеров.

Примем следующие условия.

1. Допуски размеров вала и отверстия заданы.
2. Величина погрешности формы составляет некоторую долю допуска размера. Известны среднее отклонение em_{ϕ} и допуск формы t_{ϕ} .
3. Известны коэффициенты относительной асимметрии и относительного рассеивания погрешностей размера и формы (α , K , α_{ϕ} , K_{ϕ}).
4. Номинальные размеры отверстия d_a и вала d_b равны.

Примем в качестве размеров вала и отверстия длину малой оси эллипса.

Введем обозначения величин, относящихся к отверстию (рис. 1.36), приняв номинальное значение отверстия d_a за начало координат: X_a — случайная величина погрешности размера; \bar{X}_a — математическое ожидание этой величины; em_a , t_a , α_a , K_a — характеристики рассеивания случайной величины X_a ; $Y_{\phi a}$ — случайная величина погрешностей формы; $\bar{Y}_{\phi a}$, $em_{\phi a}$, $t_{\phi a}$, $\alpha_{\phi a}$, $K_{\phi a}$ — характеристики рассеивания этой случайной величины; \bar{d}_a — случайная величина погрешности текущего размера эллипса, т. е. разность между номиналом и любым диаметром эллипса; \bar{d}_a , em_{0a} , t_{0a} , α_{0a} , K_{0a} — характеристики рассеивания этой случайной величины; r_a — коэффициент корреляции между погрешностями размера и формы отверстия.

Для вала примем такие же обозначения, но с индексом b .

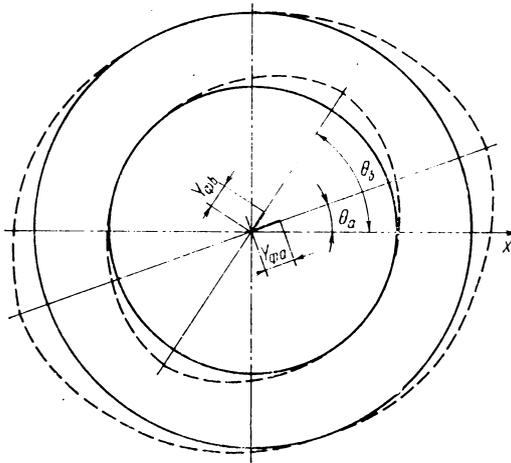


Рис. 1.37

Смещение осей вала и отверстия в направлении оси x (рис. 1.37)

$$Z = \frac{1}{2} [(X_a + Y_{\Phi a} \cos \theta_a) - (X_b + Y_{\Phi b} \cos \theta_b)].$$

Среднее значение Z

$$M_z = \frac{1}{2} [MX_a + M(Y_{\Phi a} \cos \theta_a) - MX_b - M(Y_{\Phi b} \cos \theta_b)].$$

Так как $M(Y \cos \theta) = M_y M(\cos \theta)$, то

$$M_z = \frac{1}{2} [MX_a + MY_{\Phi a} M(\cos \theta_a) - MX_b - MY_{\Phi b} M(\cos \theta_b)].$$

При равновероятном изменении угла θ от 0 до $\pi/2$ $M(\cos \theta) = 2/\pi \approx 0,64$. В других четвертях окружности будет изменяться только знак $M(\cos \theta)$.

Заменив $M = em + \alpha t$, получим

$$M_z = \frac{1}{2} \{ (em_{0a} - em_{0b}) + [\alpha_a t_a + 0,64 (em_{\Phi a} + \alpha_{\Phi a} t_{\Phi a})] - [\alpha_b t_b + 0,64 (em_{\Phi b} + \alpha_{\Phi b} t_{\Phi b})] \}.$$

Обозначим

$$\begin{aligned} \alpha'_a &= \alpha_a + 0,64 \left(\frac{t_{\Phi a}}{t_a} \right) \left(\frac{em_{\Phi a}}{t_{\Phi a}} + \alpha_{\Phi a} \right); \\ \alpha'_b &= \alpha_b + 0,64 \left(\frac{t_{\Phi b}}{t_b} \right) \left(\frac{em_{\Phi b}}{t_{\Phi b}} + \alpha_{\Phi b} \right), \end{aligned} \quad (1.51)$$

где α'_a и α'_b — приведенные коэффициенты относительной асимметрии рассеивания размеров отверстия и вала.

Дисперсию случайной величины Z определим, полагая, что случайные величины размера и формы коррелированы:

$$D_z = \frac{1}{4} [D(X_a) + D(Y_{\phi_a} \cos \theta_a) + D(X_b) + D(Y_{\phi_b} \cos \theta_b) + 2r_a \sigma_a \sigma_{\phi_a} + 2r_b \sigma_b \sigma_{\phi_b}].$$

Рассмотрим отдельно $D(Y \cos \theta)$. При равновероятном изменении угла θ от 0 до $\pi/2$: $D(Y \cos \theta) = 0,5D_y + 0,095M_y^2 \approx 0,5D_y + 0,1M_y^2$. После подстановки в исходное выражение получим

$$D_z = \frac{1}{4} [D(X_a) + 0,5D_{\phi_a} + 0,1M_{\phi_a}^2 + D(X_b) + 0,5D_{\phi_b} + 0,1M_{\phi_b}^2 + 2r_a \sigma_a \sigma_{\phi_a} + 2r_b \sigma_b \sigma_{\phi_b}].$$

Заменяв дисперсию $D = \frac{1}{36} K^2 t^2$, среднее квадратическое отклонение $\sigma = \frac{1}{6} Kt$ и математическое ожидание $M = em + \alpha t$, после подстановки и преобразований получим

$$K_z^2 t_z^2 = \frac{1}{4} [K'_a)^2 t_a^2 + (K'_b)^2 t_b^2],$$

где K'_a и K'_b — приведенные коэффициенты относительного рассеивания, определяемые по формулам

$$(K'_a)^2 = K_a^2 + \left(\frac{t_{\phi a}}{t_a}\right)^2 \left[0,5K_{\phi a}^2 + 3,6 \left(\frac{em_{\phi a}}{t_{\phi a}} + \alpha_{\phi a}\right)^2\right] + 2r_a K_a K_{\phi a} \left(\frac{t_{\phi a}}{t_a}\right); \quad (1.52)$$

$$(K'_b)^2 = K_b^2 + \left(\frac{t_{\phi b}}{t_b}\right)^2 \left[0,5K_{\phi b}^2 + 3,6 \left(\frac{em_{\phi b}}{t_{\phi b}} + \alpha_{\phi b}\right)^2\right] + 2r_b K_b K_{\phi b} \left(\frac{t_{\phi b}}{t_b}\right).$$

Пример. Определить параметры смещения осей вала и отверстия в поле зрения с учетом погрешностей размера и формы для сопряжения $\emptyset 60H11/d11$ со следующими характеристиками: $60H11 = \emptyset 60^{0,19}$ мм; $\emptyset 60d11 = \emptyset 60_{-0,1}^{0,19}$ мм; $em_a = 0,095$ мм; $t_a = 0,19$ мм; $\alpha_a = -0,1$; $K_a = 1,2$; $em_{\phi a} = 0,05$ мм; $t_{\phi a} = 0,1$ мм; $\alpha_{\phi a} = -0,05$; $K_{\phi a} = 1,2$; $r_a = 0,4$; $em_b = -0,195$ мм; $t_b = 0,19$ мм; $\alpha_b = 0,05$; $K_b = 1,2$; $em_{\phi b} = 0,05$ мм; $t_{\phi b} = 0,1$ мм; $\alpha_{\phi b} = 0,05$; $K_{\phi b} = 1,2$; $r_b = 0,4$.

Приведенные коэффициенты относительной асимметрии и относительного рассеивания (1.51), (1.52)

$$\alpha'_a = -0,1 + 0,64 \left(\frac{0,1}{0,19}\right) \left(\frac{0,05}{0,1} - 0,05\right) = 0,05;$$

$$\alpha'_b = 0,05 + 0,64 \left(\frac{0,1}{0,19}\right) \left(\frac{0,05}{0,1} + 0,05\right) = 0,235;$$

$$(K'_a)^2 = 1,2^2 + \left(\frac{0,1}{0,19}\right)^2 \left[0,5 \cdot 1,2^2 + 3,6 \left(\frac{0,05}{0,1} - 0,05\right)^2\right] +$$

$$+ 2 \cdot 0,4 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \frac{0,1}{0,19} = 2,44;$$

$$(K'_b)^2 = 1,2^2 + \left(\frac{0,1}{0,19} \right)^2 \left[0,5 \cdot 1,2^2 + 3,6 \left(\frac{0,05}{0,1} + 0,05 \right)^2 \right] +$$

$$+ 2 \cdot 0,4 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \frac{0,1}{0,19} = 2,55.$$

По формулам (1.46) и (1.47) среднее смещение осей и характеристика рассеивания

$$em_{\Sigma z} = \frac{1}{2} [(0,095 + 0,195) + (0,05 \cdot 0,19 - 0,235 \cdot 0,19)] = 0,127 \text{ мм};$$

$$K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 = \frac{1}{4} (2,44 \cdot 0,19^2 + 2,55 \cdot 0,19^2) = 0,045 \text{ мм}^2.$$

6. Относительное смещение вала и отверстия в поле зазора с учетом погрешностей размеров и перекоса осей

Если детали, в которых расположены отверстие и вал, базируются на какой-либо поверхности, то вал не может самоустанавливаться в отверстии. В этих случаях при определении относительного перемещения вала и отверстия в поле зазора иногда приходится учитывать не только погрешности размеров диаметров вала и отверстия, но также и перекосы их осей. Особенно это необходимо при больших перекосах или больших длинах отверстий и валов.

Положим, что положение деталей 1 и 2 (рис. 1.38) определяется плоскостью, по которой они соприкасаются, и валом (штифтом, штырем), входящим в отверстие. Оси отверстия и вала неперпендикулярны плоскости соприкосновения деталей.

На рис. 1.38 OO_a — ось отверстия в детали 1; OO_b — ось вала (штифта, штыря); OO' — ось перпендикулярная базовой поверхности; β_a — угол между осью OO' и осью отверстия; β_b — угол между осью OO' и осью вала.

При выводе расчетных формул можно принять, что все оси пересекаются в точке 0.

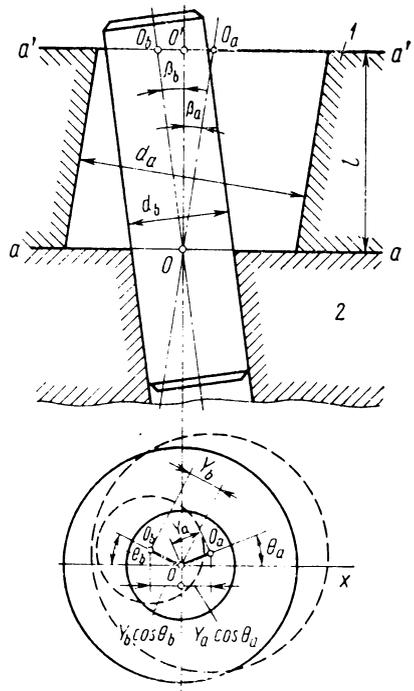


Рис. 1.38

Относительное смещение деталей 1 и 2 определяется наименьшими зазорами в сопряжении вала с отверстием в плоскостях $a-a$ и $a'-a'$. В плоскости $a'-a'$ зазор уменьшается за счет отклонения от перпендикулярности осей OO_a и OO_b к базовой поверхности. Сечения вала и отверстия в плоскости $a'-a'$ представляют собой эллипсы. Но так как углы β_a и β_b наклона осей, вызываемые погрешностями изготовления, обычно очень малы, то сечения вала и отверстия в плоскости $a'-a'$ будем считать окружностями.

Отклонения осей отверстия и вала в сечении $a'-a'$ обозначим через Y_a и Y_b , направление перекосов осей в плане относительно заданного направления по оси x — через θ_a и θ_b .

Допуски перпендикулярности осей проставляют на чертежах деталей чаще всего в линейной мере в виде отношения смещения оси к условной длине, например 0,1/100 мм/мм или 0,2/300 мм/мм, либо в относительном виде t_s/r .

Относительное смещение деталей в заданном направлении x в обе стороны от номинального расположения $Z = d_a - d_b - Y_a \cos \theta_a - Y_b \cos \theta_b$, где d_a и d_b — случайные величины (соответственно диаметр отверстия и диаметр вала).

Математическое ожидание случайной величины Z

$$M_z = Md_a - Md_b - M(Y_a \cos \theta_a) - M(Y_b \cos \theta_b).$$

Выше определены значения для $M(\cos \theta)$ и $D(\cos \theta)$ при изменении угла θ по закону равной вероятности от 0 до $\pi/2$: $M(\cos \theta) \approx 0,64$; $D(\cos \theta) \approx 0,1$. Тогда

$$M_z = Md_a - Md_b - 0,64(MY_a + MY_b). \quad (1.53)$$

Заменим $Y_a = l \frac{S_a}{r_a}$ и $Y_b = l \frac{S_b}{r_b}$, где S_a и S_b — задаваемые на чертежах отклонения от перпендикулярности осей в виде отношения S/r ; l — длина отверстия.

Известно, что

$$Md_a = N_a + em_{0a} + \alpha_a t_a; \quad MY_a = M\left(l \frac{S_a}{r_a}\right) = \frac{l}{r_a} (em_{sa} + \alpha_{sa} t_{sa});$$

$$Md_b = N_b + em_{0b} + \alpha_b t_b; \quad MY_b = M\left(l \frac{S_b}{r_b}\right) = \frac{l}{r_b} (em_{sb} + \alpha_{sb} t_{sb}).$$

Следовательно,

$$M_z = (N_a - N_b) + (em_{0a} - em_{0b}) + (\alpha_a t_a - \alpha_b t_b) - 0,64 \frac{l}{r_a} (em_{sa} + \alpha_{sa} t_{sa}) - 0,64 \frac{l}{r_b} (em_{sb} + \alpha_{sb} t_{sb}).$$

Обозначив

$$\alpha'_a = \alpha_a - 0,64 \left(\frac{l}{r_a}\right) \left(\frac{t_{sa}}{t_a}\right) \left(\frac{em_{sa}}{t_{sa}} + \alpha_{sa}\right); \quad (1.54)$$

$$\alpha'_b = \alpha_b - 0,64 \left(\frac{l}{r_b}\right) \left(\frac{t_{sb}}{t_b}\right) \left(\frac{em_{sb}}{t_{sb}} + \alpha_{sb}\right).$$

окончательно получим

$$M_z = (N_a - N_b) + (em_{0a} - em_{0b}) + (\alpha'_a t_a - \alpha'_b t_b), \quad (1.55)$$

где α'_a и α'_b — приведенные коэффициенты относительной асимметрии.

Дисперсия случайной величины Z

$$D_z = Dd_a + Dd_b + D(Y_a \cos \theta_a) + D(Y_b \cos \theta_b).$$

Согласно полученному ранее (см. с. 46), $D(Y_a \cos \theta_a) = 0,5DY_a + 0,1M_{ya}^2$; $D(Y_b \cos \theta_b) = 0,5DY_b + 0,1M_{yb}^2$. Следовательно,

$$D_z = Dd_a + Dd_b + 0,5DY_a + 0,1MY_a^2 + 0,5DY_b + 0,1MY_b^2. \text{ Заменим, как и раньше, } Y_a = l \frac{S_a}{r_a} \text{ и } Y_b = l \frac{S_b}{r_b}, \text{ а также } Dd_a = \frac{1}{36} K_a^2 t_a^2;$$

$Dd_b = \frac{1}{36} K_b^2 t_b^2$; $DY_a = D\left(l \frac{S_a}{r_a}\right) = \left(\frac{l}{r_a}\right)^2 \frac{1}{36} K_{sa}^2 t_{sa}^2$; $DY_b = D\left(l \frac{S_b}{r_b}\right) = \left(\frac{l}{r_b}\right)^2 \frac{1}{36} K_{sb}^2 t_{sb}^2$. Здесь через t_{sa} и t_{sb} обозначены допуски вектора смещения оси отверстия и вала в плоскости $a'-a'$.

Так как $D_z = \frac{1}{36} K_z^2 t_z^2$, то

$$K_z^2 t_z^2 = K_a^2 t_a^2 + K_b^2 t_b^2 + \left(\frac{l}{r_a}\right)^2 [0,5K_{sa}^2 t_{sa}^2 + 3,6(em_{sa} + \alpha_{sa} t_{sa})^2] + \left(\frac{l}{r_b}\right)^2 [0,5K_{sb}^2 t_{sb}^2 + 3,6(em_{sb} + \alpha_{sb} t_{sb})^2].$$

Обозначим

$$K_{xa}^2 = K_a^2 + \left(\frac{l}{r_a}\right)^2 \left(\frac{t_{sa}}{t_a}\right)^2 \left[0,5K_{sa}^2 + 3,6\left(\frac{em_{sa}}{t_{sa}} + \alpha_{sa}\right)^2\right]; \quad (1.56)$$

$$K_{xb}^2 = K_b^2 + \left(\frac{l}{r_b}\right)^2 \left(\frac{t_{sb}}{t_b}\right)^2 \left[0,5K_{sb}^2 + 3,6\left(\frac{em_{sb}}{t_{sb}} + \alpha_{sb}\right)^2\right],$$

где K_{xa} и K_{xb} — приведенные коэффициенты относительного рассеивания случайной величины X .

После подстановки получим

$$K_z^2 t_z^2 = K_{xa}^2 t_a^2 + K_{xb}^2 t_b^2. \quad (1.57)$$

В частном случае возможен перекосяк оси отверстия и вала только в одной плоскости (например, в сопряжении цилиндр—поршень в машинах с шатунно-кривошипными механизмами). В этом случае $\theta_a = 0$; $\theta_b = 0$; $\cos \theta_a = 1,0$; $\cos \theta_b = 1,0$. Среднее значение $M_z = Md_a - Md_b - MY_a - MY_b$.

По сравнению с общим случаем (1.53) в записанном выражении отсутствует числовой коэффициент 0,64. Следовательно, для данного частного случая приведенные коэффициенты

$$\alpha'_a = \alpha_a - \left(\frac{l}{r_a}\right) \left(\frac{t_{sa}}{t_a}\right) \left(\frac{em_{sa}}{t_{sa}} + \alpha_{sa}\right); \quad (1.58)$$

$$\alpha'_b = \alpha_b - \left(\frac{l}{r_b}\right) \left(\frac{t_{sb}}{t_b}\right) \left(\frac{em_{sb}}{t_{sb}} + \alpha_{sb}\right).$$

Дисперсия величины Z для рассматриваемого случая $D_z = Dd_a + Dd_b + D_{y_a} + D_{y_b}$; после подстановки $D = \frac{1}{36} K^2 t^2$ и дальнейших преобразований получим

$$K_z^2 t_z^2 = K_a^2 t_a^2 + K_b^2 t_b^2 + \left(\frac{l}{r_a}\right)^2 K_{sa}^2 t_{sa}^2 + \left(\frac{l}{r_b}\right)^2 K_{sb}^2 t_{sb}^2.$$

Тогда для рассматриваемого частного случая приведенные коэффициенты

$$K_{za}^2 = K_a^2 + \left(\frac{l}{r_a}\right)^2 \left(\frac{t_{sa}}{t_a}\right)^2 K_{sa}^2;$$

$$K_{zb}^2 = K_b^2 + \left(\frac{l}{r_b}\right)^2 \left(\frac{t_{sb}}{t_b}\right)^2 K_{sb}^2. \quad (1.59)$$

Иногда необходимо одновременно учитывать погрешности диаметра отверстия и вала, овальность отверстия и вала, перекос их осей. В этих случаях в формулы (1.54) и (1.56) вместо коэффициентов α_a , α_b , K_a , K_b подставляют приведенные коэффициенты α'_a , α'_b , K'_a и K'_b , предварительно вычисляемые по формулам (1.51) и (1.52).

Согласно схеме на рис. 1.38 по формулам (1.55) и (1.57) вычисляют общее смещение деталей в заданном направлении. Смещение их в ту или другую сторону от номинального расположения различное. Наибольшее смещение в одну сторону определяют по формулам, приведенным на с. 40. Наименьшее смещение в противоположную сторону определяют как разность между смещениями, вычисленными по формулам (1.55) и (1.57).

Пример. Пусть даны отверстие и вал со следующими характеристиками: сопряжение $\varnothing 60H11/d11$; $\varnothing 60H11 = \varnothing 60^{+0,19}$ мм; $\varnothing 60d11 = \varnothing 60^{-0,1; 1,9}$ мм; $N_a = 60$ мм; $em_a = 0,095$ мм; $t_a = 0,19$ мм; $\alpha_a = -0,1$; $K_a = 1,2$; $C_a = 1,0$; $N_b = 60$ мм; $em_b = -0,195$ мм; $t_b = 0,19$ мм; $\alpha_b = 0,05$; $K_b = 1,2$; $C_b = 1,0$. Длина отверстия $l = 200$ мм; $t_{sa} = t_{sb} = 0,2/100$ мм/мм; $em_{sa} = em_{sb} = 0,2/100$ мм/мм.

Примем распределение смещения осей от перекосов по закону Гаусса. Характеристики распределения этого закона в интервале от 0 до 3σ : $K_{sa} = K_{sb} = 1,21$; $\alpha_{sa} = \alpha_{sb} = -0,235$.

Приведенные коэффициенты

$$\alpha'_a = -0,1 - 0,64 \left(\frac{200}{100}\right) \left(\frac{0,2}{0,19}\right) \left(\frac{0,2}{0,2} - 0,235\right) = -1,13;$$

$$\alpha'_b = 0,05 - 0,64 \left(\frac{200}{100}\right) \left(\frac{0,2}{0,19}\right) \left(\frac{0,2}{0,2} - 0,235\right) = -0,98;$$

$$K_{za}^2 = K_{zb}^2 = 1,2^2 + \left(\frac{200}{100}\right)^2 \left(\frac{0,2}{0,19}\right)^2 \left[0,5 \cdot 1,21^2 + 3,6 \left(\frac{0,2}{0,2} - 0,235\right)^2\right] = 14,02.$$

По формулам (1.55) и (1.57) находим общее среднее относительное смещение деталей и характеристику рассеивания

$$M_z = (60 - 60) + (0,095 + 0,195) + (-1,13 \cdot 0,19 + 0,98 \cdot 0,19) = 0,262 \text{ мм}$$

$$K_z^2 t_z^2 = 14,02 \cdot 0,19^2 + 14,02 \cdot 0,19^2 = 1,01 \text{ мм}^2.$$

7. Обобщающие расчетные формулы

Для наиболее общего случая, когда расчетная схема содержит различные виды аргументов, рассеивание конечного размера

$$\omega_{\Sigma} = \frac{1}{K_{\Sigma}} \sqrt{K_{\Sigma_s}^2 t_{\Sigma_s}^2 + K_{\Sigma_v}^2 t_{\Sigma_v}^2 + K_{\Sigma_f}^2 t_{\Sigma_f}^2 + K_{\Sigma_z}^2 t_{\Sigma_z}^2 + \dots} + 2 \sum_{i < j} C_i C_j r_{ij} K_i K_j t_i t_j \cdot \quad (1.60)$$

При отсутствии корреляции между случайными величинами $r_{ij} = 0$ и вся сумма $\sum_{i < j}$ обращается в нуль.

Верхнее и нижнее расчетные предельные отклонения конечного размера

$$es'_{\Sigma} = M_{\Sigma_s} + M_{\Sigma_f} + M_{\Sigma_z} + (0,5 - \alpha_{\Sigma}) \omega_{\Sigma}; \quad (1.61)$$

$$ei'_{\Sigma} = M_{\Sigma_s} + M_{\Sigma_f} \pm M_{\Sigma_z} - (0,5 - \alpha_{\Sigma}) \omega_{\Sigma}.$$

Знак минус перед M_{Σ_z} ставят, если зазоры выбираются как в одну, так и в другую сторону (наихудший случай). Если в расчетной схеме отсутствуют погрешности какого-либо вида, то из расчетных формул (1.60), (1.61) исключают соответствующие члены.

Координата середины и расчетный допуск исходного размера

$$em'_{\Sigma} = 0,5 (es'_{\Sigma} + ei'_{\Sigma}); \quad t'_{\Sigma} = es'_{\Sigma} - ei'_{\Sigma}. \quad (1.62)$$

Наибольший и наименьший расчетные предельные значения конечного размера

$$Y'_{\Sigma \max} = Y_{\Sigma} + es'_{\Sigma}; \quad Y'_{\Sigma \min} = Y_{\Sigma} + ei'_{\Sigma}, \quad (1.63)$$

где Y_{Σ} — номинальное значение исходного (конечного) размера.

Результаты расчета признают удовлетворительными, если

$$em'_{\Sigma} \approx em_{\Sigma}; \quad t'_{\Sigma} \approx t_{\Sigma}, \quad (1.64)$$

где em_{Σ} и t_{Σ} — заданные координата и допуск исходного размера.

8. Расчет увязочных размеров

При расчете точности изделий машиностроения часто требуется увязать номинальные значения, координаты em_i и допуски t_i размеров, составляющих расчетную схему. Иногда это удобно выполнять за счет одного из влияющих размеров, который условимся называть «увязочным».

Увязочным обычно назначают наименее ответственный из влияющих размеров.

Уравнение (1.6) можно записать следующим образом:

$$Y_{\Sigma} = \sum_i^{n-1} C_i Y_i + C_y Y_y,$$

где C_y и Y_y — коэффициент приведения и номинальное значение увязочного размера.

Отсюда

$$Y_y = \frac{1}{C_y} \left(Y_\Sigma - \sum_i^{n-1} C_i Y_i \right). \quad (1.65)$$

Запишем уравнение (1.7) в виде

$$em_\Sigma + \alpha_\Sigma t_\Sigma = \sum_i^{n-1} C_i (em_i + \alpha_i t_i) + C_y (em_y + \alpha_y t_y),$$

откуда среднее отклонение увязочного размера

$$em_y = \frac{1}{C_y} \left[(em_\Sigma + \alpha_\Sigma t_\Sigma) - \sum_i^{n-1} C_i (em_i + \alpha_i t_i) \right] - \alpha_y t_y. \quad (1.66)$$

Запишем уравнение (1.9) в виде

$$K_\Sigma^2 t_\Sigma^2 = \sum_i^{n-1} C_i^2 K_i^2 t_i^2 + C_y^2 K_y^2 t_y^2,$$

откуда допуск увязочного размера

$$t_y = \frac{1}{C_y K_y} \sqrt{K_\Sigma^2 t_\Sigma^2 - \sum_i^{n-1} C_i^2 K_i^2 t_i^2}. \quad (1.67)$$

Предельные верхнее и нижнее отклонения увязочного размера, представляемые на чертеже детали,

$$es_y = em_y + 0,5t_y; \quad ei_y = em_y - 0,5t_y. \quad (1.68)$$

§ 8. ПРОЕКТНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТОВ ДОПУСКОВ

Применяют следующие методы проектного расчета допусков: попыток, равного качества, пропорционального влияния, равных допусков и экономического обоснования. Рассмотрим каждый из перечисленных выше методов.

Метод попыток. При расчете по этому методу допуски влияющих размеров деталей назначают на основании производственного опыта по выпуску аналогичных изделий. Рассчитывают допуск конечного размера, который сравнивают с заданным. При неравенстве этих величин корректируют допуски влияющих размеров и повторяют расчет.

Этот метод расчета, весьма универсальный, можно с успехом применять в различных случаях. Его особенно рекомендуют для расчета допусков изделий единичного и мелкосерийного производства.

Метод равного качества. По этому методу на все влияющие размеры, образующие расчетную схему, назначают допуски одного качества. Необходимый качество определяют по величине допуска исходного размера, числу влияющих размеров и их номинальных значений.

В основу метода положена функциональная зависимость допуска от номинального значения размера, применяемая для определения допусков на диаметральные размеры. Допуск размера для квалитетов от 5 до 17 связан с его номинальным значением зависимостью

$$t_i = 0,45\beta \sqrt[3]{D_i + 0,001D_i} = 0,45\beta \sqrt[3]{Y_i}, \quad (1.69)$$

где t_i — допуск i -го влияющего размера; β — коэффициент, зависящий от квалитета; D_i — номинальное значение i -го влияющего размера; $Y_i = 1,001D_i$ — характеристика номинального размера.

Подставив выражение для t_i в формулу (1.21), получим связь допуска исходного размера с уровнем точности влияющих размеров $t_\Sigma^2 K_\Sigma^2 = \sum_i C_i^2 K_i^2 0,45^2 \beta^2 Y_i^{2/3}$, откуда

$$\beta = \frac{t_\Sigma K_\Sigma}{0,45 \sqrt{\sum_i C_i^2 K_i^2 Y_i^{2/3}}}. \quad (1.70)$$

Подставляя формулу (1.70) в (1.69), получим зависимость для расчета допусков одного квалитета

$$t_i = \frac{t_\Sigma K_\Sigma \sqrt[3]{Y_i}}{\sqrt{\sum_i C_i^2 K_i^2 Y_i^{2/3}}}. \quad (1.71)$$

Допуски на некоторые влияющие размеры известны заранее. Так, в расчетную схему могут входить размеры стандартизованных или нормализованных изделий (например, подшипников качения, муфт, электродвигателей и др.), допуски на которые для данной схемы являются заданными. Величина зазоров обычно определяется характером сопряжения поверхностей, обусловливаемым целевым назначением комплекта. Следовательно, допуски на диаметр отверстия (размер паза) и диаметр вала (размер выступа) для данной схемы также являются заданными.

В реальных условиях при выполнении какой-либо операции может оказаться, что основное значение для производства имеет фактор производительности. В этом случае целесообразно назначить допуск, соответствующий принятому методу обработки детали. Для другой, например дорогой, детали решающим фактором при назначении допуска может оказаться вероятность появления брака. В подобных случаях при назначении допусков исходят из производственных соображений.

С учетом сказанного уравнение (1.21) можно записать в виде

$$K_\Sigma^2 t_\Sigma^2 = \sum_i^l C_i^2 K_i^2 t_i^2 + \sum_i^{nf} C_i^2 K_i^2 t_i^2, \quad (1.72)$$

где \sum_i^l — сумма неизвестных допусков; \sum_i^{nf} — сумма заданных допусков; n — общее число влияющих размеров; nf — число влияющих

размеров с заданными допусками; $l = n - nf$ — число влияющих размеров с неизвестными допусками. Обозначим $\sum_i^{nf} C_i^2 K_i^2 t_i^2 = f$. Тогда $K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - f = \sum_i^l C_i^2 K_i^2 t_i^2$. Подставляя в формулу (1.71) вместо $K_{\Sigma} t_{\Sigma}$ выражение $\sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - f}$, окончательно получим для рассматриваемого случая

$$t_i = \frac{\sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - f} \sqrt{Y_i}}{\sqrt{\sum_i^l C_i^2 K_i^2 Y_i^{2/3}}} \quad (1.73)$$

Метод пропорционального влияния. Погрешность ω обработки детали по размеру Y для данной технологической операции есть некоторая функция от номинального размера, т. е. $\omega = \varphi(y)$. Допуск t на этот размер, проставляемый на чертеже детали, должен быть примерно равен погрешности ω . Тогда можно записать $t \approx \varphi(y)$.

Чтобы сумма допусков влияющих размеров была минимальна, допуски на размеры деталей должны быть пропорциональны отношению $\varphi(y)/(CK)$. Кроме того, отношения допусков влияющих размеров к своим характеристикам $\varphi(y)/(CK)$ должны быть равны, т. е.

$$\frac{t_1}{\frac{\varphi_1(y_1)}{C_1 K_1}} = \frac{t_2}{\frac{\varphi_2(y_2)}{C_2 K_2}} = \dots = \frac{t_i}{\frac{\varphi_i(y_i)}{C_i K_i}} = \dots = \frac{t_l}{\frac{\varphi_l(y_l)}{C_l K_l}}.$$

Здесь l , как и в предыдущем случае, — число влияющих размеров с неизвестными допусками.

Из этих соотношений имеем

$$t_1 = \frac{C_i K_i t_i}{\varphi_i(y_i)} \frac{\varphi_1(y_1)}{C_1 K_1}; \quad t_2 = \frac{C_i K_i t_i}{\varphi_i(y_i)} \frac{\varphi_2(y_2)}{C_2 K_2}.$$

С учетом того, что для nf влияющих размеров допуски известны, при подстановке полученных значений t_1, t_2, \dots в уравнение (1.72) находим

$$K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - \sum_i^{nf} C_i^2 K_i^2 t_i^2 = \left[\frac{C_i K_i t_i}{\varphi_i(y_i)} \right]^2 \sum_i^l [\varphi_i(y_i)]^2.$$

Отсюда получим формулу для допуска

$$t_i = \frac{\varphi_i(y_i) \sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - \sum_i^{nf} C_i^2 K_i^2 t_i^2}}{C_i K_i \sqrt{\sum_i^l [\varphi_i(y_i)]^2}}; \quad (1.74)$$

здесь функция $\varphi(y)$ задана в неявном виде.

Для практических расчетов функция $\varphi(y)$ должна быть задана в явном виде.

Для ряда линейных размеров (диаметры валов, отверстий, длины уступов, глубины отверстий, координаты отверстий и др.) функция $\varphi(y)$ в первом приближении имеет вид

$$t = \beta \sqrt[q]{Y}, \quad (1.75)$$

где β — коэффициент, зависящий от точности обработки детали. Подставляя в уравнение (1.74) функцию (1.75), получим

$$t_i = \frac{\beta_i^{q_i} \sqrt[q_i]{Y_i} \sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - \sum_i^{nf} C_i^2 K_i^2 t_i^2}}{C_i K_i \sqrt{\sum_i^l \beta_i^2 Y_i^{2/q_i}}}; \quad (1.76)$$

здесь показатель степени q в первом приближении можно принимать $q = 3$ — для диаметров валов и отверстий; $q = 6$ — для линейных размеров, при автоматическом их получении (в приспособлении, по упорам и т. д.); $q = 4$ — в остальных случаях.

Как видно из формул (1.74) и (1.76), данный метод учитывает не только влияние коэффициентов C и K на исходный размер, но и некоторую зависимость погрешности изготовления от номинального значения размера.

Метод равных допусков. Для расчетных схем, влияющие размеры которых одностипны, а номинальные размеры мало различаются, в качестве проектного применяют метод равных допусков.

Из формулы (1.72) следует зависимость для определения допуска i -го влияющего размера по этому методу

$$t_i = \frac{\sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - f}}{\sqrt{\sum_i^l C_i^2 K_i^2}}. \quad (1.77)$$

Метод экономического обоснования допусков. По этому методу допуски влияющих размеров назначают таким образом, чтобы стоимость изготовления всего комплекта при заданном допуске исходного размера была наименьшей. Стоимость выполнения операций зависит от допуска на размер обрабатываемой поверхности. В связи с этим то или иное распределение допуска исходного размера среди влияющих размеров будет в известной мере определять стоимость обработки комплекта деталей, размеры которых входят в расчетную схему.

Основываясь на результатах различных исследований, можно принять, что стоимость обработки и допуск размера связаны зависимостью (рис. 1.39) так, что при увеличении допуска стоимость обработки уменьшается. На разных участках касательная к кривой имеет различные углы наклона, что указывает на зависимость интенсивности изменения стоимости обработки от изменения допуска.

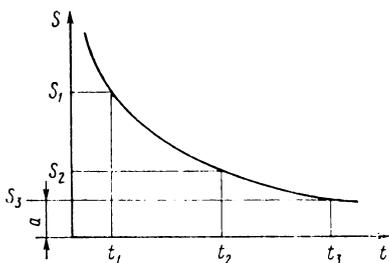


Рис. 1.39

Следует отметить, что плавная кривая лишь приблизительно отражает реальную зависимость между стоимостью обработки и допуском размера. Для обеспечения точности, определяемой переменным допуском, при некоторых значениях допуска необходимо изменять приспособления и оборудование или использовать рабочих другой квалификации. В этих случаях стоимость операции будет изменяться скачкообразно. Лишь для участка, где изменение

допуска не вызывает существенных перемен в технологии, стоимость обработки изменяется более или менее плавно.

Расчетная схема может содержать размеры с заданными допусками, поэтому, как и ранее [формула (1.72)], можно написать

$$t_{\Sigma}^2 K_{\Sigma}^2 - f = \sum_i^l C_i^2 K_i^2 t_i^2. \quad (1.78)$$

Однако стоимость технологической операции S является функцией допуска t_i , номинального значения размера Y_i , площади обрабатываемой поверхности F_i и прочих факторов (материал обрабатываемой детали, ее конфигурация, масса и другие параметры, которые могут влиять на стоимость операции); эти факторы можно обозначить через a_i . Следовательно, стоимость операции $S_i = f(t_i, Y_i, F_i, a_i)$.

В конкретной расчетной схеме значения $Y_i, F_i,$ и a_i для каждого размера являются неизменными и поэтому влияют на стоимость операции S_i в виде постоянной величины. Обозначим эти значения через b_i . Тогда можно записать $S_i = f(t_i, b_i)$.

Общая стоимость всех операций по n деталям, входящим в расчетную схему,

$$S = S_1 + S_2 + \dots + S_n = f_1(t_1, b_1) + f_2(t_2, b_2) + \dots + f_n(t_n, b_n). \quad (1.79)$$

Допуски размеров, удовлетворяющие условию (1.78) и обеспечивающие минимум функции (1.79), определяют по формуле

$$t_i = \frac{\frac{1}{P_i^{P_i+2}} \frac{1}{B_i^{P_i+2}} \sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - f}}{(C_i K_i)^{\frac{2}{P_i+2}} \sqrt{\sum_i^l \frac{2}{P_i^{P_i+2}} \frac{2}{B_i^{P_i+2}} (C_i K_i)^{\frac{2P_i}{P_i+2}}}}. \quad (1.80)$$

Вывод этой формулы — см. в работе [4].

Обозначим постоянные члены формулы

$$A = \frac{\sqrt{K_2^2 t_2^2 - f}}{\sqrt{\sum_i \frac{1}{P_i^{P_i+2}} \frac{1}{B_i^{P_i+2}} (C_i K_i)^{\frac{2P_i}{P_i+2}}}}. \quad (1.81)$$

Тогда окончательно

$$t_i = \frac{\frac{1}{P_i^{P_i+2}} \frac{1}{B_i^{P_i+2}} A}{(C_i K_i)^{\frac{2}{P_i+2}}}. \quad (1.82)$$

Значения коэффициентов P_i и B_i в расчетных зависимостях (1.81), (1.82) определяют из следующих рассуждений.

Как следует из графика (см. рис. 1.39), при допусках выше некоторого значения $t = t_3$ стоимость операции практически не зависит от допуска и равна $S_3 = a$. Приняв эту стоимость за начало отсчета, можно записать уравнение кривой в виде $S' = B/t^P$. Значения функции, определяемые по приведенной зависимости: $S'_2 = S_3 - S_3 = S_2 - a$; $S'_1 = S_1 - S_3 = S_1 - a$. Зная координаты двух точек кривой (t_{11} , S_{11} , и t_{12} , S_{12}), можно определить значения коэффициентов P_i и B_i :

$$S'_{11} = B_i t_{11}^{-P_i} \text{ или } B_i = S'_{11} t_{11}^{P_i};$$

$$S'_{12} = B_i t_{12}^{-P_i} \text{ или } S'_{12} = S'_{11} \left(\frac{t_{11}}{t_{12}} \right)^{P_i}.$$

Логарифмируя последнее выражение, получим $P_i \lg \frac{t_{11}}{t_{12}} = \lg \frac{S'_{12}}{S'_{11}}$.

Тогда

$$P_i = \frac{\lg \frac{S'_{12}}{S'_{11}}}{\lg \frac{t_{11}}{t_{12}}}; \quad (1.83)$$

$$B_i = S'_{11} t_{11}^{P_i}. \quad (1.84)$$

Таким образом, по формулам (1.83) и (1.84) определяют значения коэффициентов P_i и B_i для влияющих размеров. При этом под t_{11} и t_{12} понимают наименьшее и наибольшее из возможных значений допусков, т. е. эти величины являются границами области изменения t_i . Вычисленный по формуле (1.82) допуск влияющего размера может быть любым в этой области.

Задача экономического обоснования допусков может быть решена также по-другому.

Таблица 1.11

<i>i</i>	Характеристики вариантов <i>j</i> технологического процесса			
	1	2	...	<i>m</i>
1	$C_1^2 K_1^2 t_{11}^2$ S_{11}	$C_1^2 K_1^2 t_{12}^2$ S_{12}	...	$C_1^2 K_1^2 t_{1m}^2$ S_{1m}
2	$C_2^2 K_2^2 t_{21}^2$ S_{21}	$C_2^2 K_2^2 t_{22}^2$ S_{22}	...	$C_2^2 K_2^2 t_{2m}^2$ S_{2m}
...
<i>l</i>	$C_l^2 K_l^2 t_{l1}^2$ S_{l1}	$C_l^2 K_l^2 t_{l2}^2$ S_{l2}	...	$C_l^2 K_l^2 t_{lm}^2$ S_{lm}

Для каждой детали можно построить несколько конкретных технологических процессов, каждый из которых характеризуется определенными точностью t_{ij} и стоимостью S_{ij} .

Обозначим каждый вариант технологического процесса через *j* в пределах от $j = 1$ до $j = m$, где *m* — общее число вариантов технологических процессов для каждой детали. Обозначим влияющие размеры расчетной схемы через *i* в пределах от $i = 1$ до $i = l$, где *l* — общее число влияющих размеров, допуски которых требуется определить.

Занесем все исходные данные в матрицу (табл. 1.11), где каждый элемент клетки обозначен через i_j .

Необходимо найти такие значения допусков влияющих размеров, при которых обеспечивается выполнение следующих условий:

$$\sum_{ij} S_{ij} = \min; \quad (1.85)$$

$$\sum_{ij} C_i^2 K_i^2 t_{ij}^2 \leq K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - f. \quad (1.86)$$

Каждый размер *i* можно получить в результате определенного технологического процесса; поэтому при поиске оптимального варианта из каждой горизонтальной строки матрицы может быть взят только один элемент. Из всех *lm* элементов сначала выбирают комбинации, удовлетворяющие условию (1.86). Таких комбинаций может быть несколько. Каждой из них соответствует определенное значение $\sum_{ij} S_{ij}$.

Из этих комбинаций выбирают такую, значение $\sum_{ij} S_{ij}$ для которой минимально.

Допуски влияющих размеров содержатся в выбранной комбинации элементов матрицы.

Очевидно, что полученным значениям t_{ij} на каждый размер детали должны соответствовать определенные технологические процессы, обеспечивающие минимальную стоимость изготовления комплекта.

Допустим, в расчетной схеме имеется два влияющих размера ($l = 2$), допуски которых требуется определить. При этом возможны два варианта технологического процесса ($m = 2$). Так как каждый элемент составленной таблицы обозначен через ij , то необходимо рассмотреть четыре возможные комбинации ij : 11,21; 12,22; 11,22; 12,21. Из этих комбинаций вначале надо выбрать удовлетворяющие условию (1.86), а затем из выбранных — комбинацию с минимальным значением $\sum_{ij} S_{ij}$ [условие (1.85)].

Наиболее перспективным и правильным из описанных способов проектного расчета допусков является способ экономического обоснования, единственный недостаток которого — сложность и трудоемкость вычисления стоимости S_{ij} . В связи с этим данный способ выгодно применять в автоматизированном и массовом производстве, где затраты на расчет допусков окупаются экономией, полученной при изготовлении изделий. После разработки методики быстрого нахождения стоимостей S_{ij} область применения этого способа может быть расширена.

В настоящее время наиболее распространен проектный метод расчета по способу попыток. Определенного внимания заслуживает также способ пропорционального влияния. Найденные с его использованием значения допусков можно корректировать, сообразуясь с конкретными производственными условиями изготовления изделий. Результаты расчета, выполненные по этому методу, наиболее близки к экономически обоснованным допускам. Как показывают экономические расчеты, способ равного качества дает наихудшие результаты, поэтому применять его не рекомендуется.

§ 9. РАСЧЕТ КОМПЕНСАТОРОВ

При выполнении расчетов по формулам § 7 часто оказывается, что $Y'_\Sigma \neq Y_\Sigma$, $em'_\Sigma \neq em_\Sigma$ и $t'_\Sigma \neq t_\Sigma$. Первые два неравенства можно преобразовать в равенства, изменяя номинальный размер Y_i , а также среднее отклонение em_i одного или нескольких влияющих размеров.

Если $t'_\Sigma \neq t_\Sigma$ и отличие это невелико, то неравенство устраняют расширением (при $t'_\Sigma < t_\Sigma$) или ужесточением (при $t'_\Sigma > t_\Sigma$) допусков некоторых влияющих размеров. В этих случаях требуемую точность изделия достигают по так называемому методу взаимозаменяемости. Если же $t'_\Sigma \gg t_\Sigma$, то для получения заданной точности исходного размера необходимо вводить компенсаторы (регулировку). В таких случаях требуемую точность изделия достигают по так называемому методу компенсации. В качестве компенсаторов используют прокладки, втулки, кольца, винтовые устройства, припуски на пригонку, набор деталей разной толщины, эксцентрики, зазоры, деформирование деталей и др. Размер компенсатора является составной частью расчетной

Таблица 1.12

Вид компенсатора	Допуск влияющего размера для поверхностей		
	охватывающих	охватываемых	остальных
Деталь, обрабатываемая при сборке	H11	h11	$\pm \frac{IT11}{2}$
Набор прокладок	H12	h12	$\pm \frac{IT12}{2}$
Зазор; винт—гайка	H14	h14	$\pm \frac{IT14}{2}$

схемы, поэтому при определении em'_Σ и t'_Σ учитывают допуски, указанные на чертеже компенсатора для его изготовления.

При наличии в расчетной схеме компенсатора уравнение (1.29) имеет вид

$$(em_\Sigma + \alpha_\Sigma t_\Sigma) = \sum_s^{n-1} C_s (em_s + \alpha_s t_s) + C_K (em_K + \alpha_K t_K),$$

откуда расчетная координата середины рассеивания размера компенсатора при компенсации партии изделий

$$em'_K = \frac{1}{C_K} \left[(em_\Sigma + \alpha_\Sigma t_\Sigma) - \sum_s^{n-1} C_s (em_s + \alpha_s t_s) \right] - \alpha_K t_K;$$

здесь величины с индексом K относятся к компенсатору.

В результате компенсации изменяется характер распределения отклонений исходного размера. В первом приближении его можно считать равновероятным с коэффициентами $\alpha_\Sigma = 0$ и $K_\Sigma = 1,7$. Тогда

$$em'_K = \frac{1}{C_K} \left[em_\Sigma - \sum_s^{n-1} C_s (em_s + \alpha_s t_s) \right] - \alpha_K t_K.$$

На практике применяют более простую приближенную зависимость

$$em'_K = \frac{1}{C_K} (em_\Sigma - em'_\Sigma), \quad (1.87)$$

где em'_Σ определяют по формуле (1.62).

Допуски влияющих размеров в общем случае принимают по результатам вычислений для конкретной расчетной схемы. Предварительно для проектного расчета допуски влияющих размеров при наличии в расчетной схеме компенсаторов принимают по табл. 1.12.

Любой из способов компенсации характеризуется присущей ему погрешностью ω_k . При выборе способа компенсации должно выполняться условие

$$|C_k| \omega_k \leq t_\Sigma, \quad (1.88)$$

где C_k — коэффициент приведения компенсатора; t_Σ — допуск исходного размера.

Компенсирующее устройство должно способствовать полному устранению суммарной погрешности влияющих размеров, поэтому величину необходимой компенсации исходного размера принимают равной расчетному допуску t'_Σ этого размера.

Наибольший $Y'_{k \max}$ и наименьший $Y'_{k \min}$ расчетные размеры компенсатора

$$Y'_{k \max} = Y_k + em'_k + 0,5 \frac{t'_\Sigma}{|C_k|}; \quad Y'_{k \min} = Y_k + em'_k - 0,5 \frac{t'_\Sigma}{|C_k|}; \quad (1.89)$$

здесь Y_k — номинальный размер компенсатора.

Набор компенсаторных прокладок. Если компенсатор — набор прокладок одинаковой толщины, то толщину одной прокладки находят из условия

$$h \leq t_\Sigma / |C_k|. \quad (1.90)$$

Общее число прокладок в наборе

$$m = Y'_{k \max} / h. \quad (1.91)$$

Часто в качестве компенсатора применяют набор прокладок разной толщины. В этом случае толщину h_1 первой самой тонкой прокладки определяют по соотношению (1.90). Толщины других прокладок набора:

$$\begin{aligned} \text{второй } h_2 &= 2h_1; \text{ третьей } h_3 = 2^2h_1 = 2h_2; \dots; \text{ } n\text{-й } h_n = 2^{n-1} h_1 = \\ &= 2h_{n-1}. \end{aligned} \quad (1.92)$$

Толщина последней m -й прокладки набора

$$h_m \geq 0,5Y'_{k \max}. \quad (1.93)$$

Суммарная толщина набора прокладок должна удовлетворять условию

$$\sum_i h_i \geq Y'_{k \max}. \quad (1.94)$$

В расчетную схему включают m прокладок с допусками на их изготовление. Как следует из уравнения (1.87) и (1.89), число прокладок минимально, если выполняются условия

$$Y_k \approx \frac{0,5t'_\Sigma}{|C_k|}; \quad (1.95)$$

$$em'_\Sigma \approx em_\Sigma. \quad (1.96)$$

Как показывает практика расчетов, более чем в 90% случаев число прокладок разной толщины, найденное по приведенным формулам, не превышает 3.

Зазоры-компенсаторы. При сборке часто регулируют относительное положение деталей изделия в пределах зазоров, имеющихся в сопряжении одной или нескольких пар деталей. Принимаем распределение отклонений размеров сопряженных деталей, близкое к нормальному.

Суммарную величину всех m зазоров в расчетной схеме, используемых в качестве компенсатора, определяют из условия

$$em_{\Sigma z} - 0,5t_{\Sigma z} \geq t'_{\Sigma}, \quad (1.97)$$

где

$$em_{\Sigma z} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m |C_i| [(d_{ai} - d_{bi}) + (em_{ai} - em_{bi})]; \quad (1.98)$$

$$t_{\Sigma z} = \sqrt{\sum_{i=1}^m C_i^2 (t_{ai}^2 + t_{bi}^2)}; \quad (1.99)$$

здесь d_{ai} и d_{bi} ; em_{ai} и em_{bi} ; t_{ai} и t_{bi} — соответственно номинальные размеры, средние отклонения и допуски i -х охватывающей (индекс a) и охватываемой (индекс b) поверхностей.

Точность компенсации определяется точностью регулировки относительного положения деталей с учетом коэффициента C_i .

Поясним на конкретных примерах (рис. 1.40), как используют в расчетах приведенные зависимости.

Зазор в сопряжении стержня с отверстием (рис. 1.40, a) можно использовать в качестве компенсатора. Расчетные формулы (1.98) и (1.99), выраженные через параметры этого сопряжения, принимают вид

$$em_{\Sigma z} = \frac{1}{2} |C| [(d_a - d_b) + (em_a - em_b)]; \quad t_{\Sigma z} = \sqrt{C^2 (t_a^2 + t_b^2)}.$$

Если стержень входит в отверстия в верхней и нижней деталях (рис. 1.40, b), то образуются два сопряжения с зазорами. Между диа-

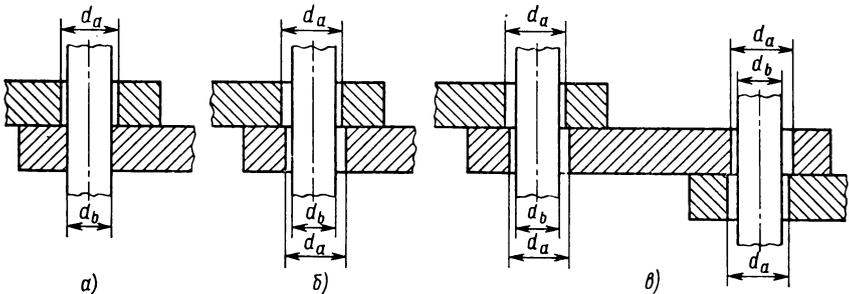


Рис. 1.40

метрами стержня в его сечениях, расположенных в нижней и верхней деталях, имеется функциональная линейная связь. Обозначим диаметр стержня в одном сечении через X , в другом — через $Y = aX + b$. Для стержня постоянного диаметра $a = 1$, $b = 0$. Следовательно, функциональная связь между диаметрами по двум рассматриваемым сечениям $Y = X$. В данном случае коэффициенты $C_x = C_y = C$. Тогда для двух функционально связанных рассматриваемых сечений при принятом законе распределения расчетное значение координаты середины поля допуска стержня по уравнению (1.40) $emC(1+a) = 2Cem$, дисперсии по уравнению (1.41) $C^2t_b^2(1+a^2) = 2C^2t_b^2$. Отсюда видно, что координаты em суммируют так же, как и в случае независимых величин.

Тогда, используя формулу (1.98), можно написать

$$em_{\Sigma} = |C|[(X_a - X_b) + (em_a - em_b)]; \quad (1.100)$$

по формуле (1.99)

$$t_{\Sigma} = \sqrt{C^2(t_{a1}^2 + t_{a2}^2 + 2t_b^2)}.$$

При одинаковых характеристиках рассеивания обоих отверстий $t_{a1} = t_{a2} = t_a$ и

$$t_{\Sigma z} = \sqrt{C^2(2t_a^2 + 2t_b^2)}. \quad (1.101)$$

Если в изделии несколько подобных соединений (рис. 1.40, в), то в качестве расчетных применяют зависимости

$$em_{\Sigma z} = \sum_n |C|[(X_a - X_b) + (em_a - em_b)]; \quad (1.102)$$

$$t_{\Sigma z} = \sqrt{\sum_n C^2(2t_a^2 + 2t_b^2)}; \quad (1.103)$$

здесь n — число сопряжений по типу рис. 1.40, б.

После определения $em_{\Sigma z}$ и $t_{\Sigma z}$ проверяют, удовлетворяется ли условие (1.97).

Иногда одни и те же зазоры $Z_{\Sigma \min} = em_{\Sigma z} - 0,5t_{\Sigma z}$ используют для компенсации погрешностей двух исходных размеров по двум взаимно перпендикулярным направлениям.

Тогда

$$Z_{\Sigma \min} = \sqrt{Z_x^2 + Z_y^2}, \quad (1.104)$$

где Z_x и Z_y — проекции $Z_{\Sigma \min}$ на координатные оси X и Y .

В некоторых случаях удобно сначала определить необходимую величину компенсации в направлении X (или Y). Оставшийся свободный зазор, который можно использовать для компенсации ошибок в направлении Y (или X),

$$Z_{y(x)} = \sqrt{Z_{\Sigma \min}^2 - Z_x^2(y)}. \quad (1.105)$$

Компенсировать возможности зазоров лучше используются при $em'_i = em_{\Sigma}$. Для обеспечения этого равенства изменяют координату em_i или номинальное значение одного из влияющих размеров.

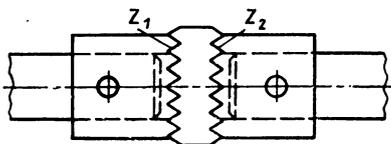


Рис. 1.41

Винтовые компенсаторы. При повороте винта или гайки на 360° сопряженный элемент перемещается в осевом направлении на величину хода aP винтовой линии (здесь a — число заходов, P — шаг винтовой линии). Для компенсации величины t'_Σ винт или гайка должны сделать число оборотов

$$n_K = \frac{t'_\Sigma}{|C_K| a P}. \quad (1.106)$$

Если угол между двумя соседними фиксируемыми положениями винта (или гайки) равен α_K , то точность компенсации $\omega_K = \frac{\alpha_K a P}{360}$, откуда $\alpha_K = \frac{360 \omega_K}{a P}$. Так как $\omega_K \leq t'_\Sigma / |C_K|$, то для обеспечения необходимой точности компенсации угол поворота между фиксируемыми положениями винта или гайки должен быть

$$\alpha_K \leq \frac{360 t'_\Sigma}{a P |C_K|}. \quad (1.107)$$

Зубчатые муфты. Такие муфты применяют для компенсации погрешностей относительного углового расположения деталей. Если точность относительного расположения деталей t'_Σ задана в градусах, то угол (в градусах) между зубьями муфты должен быть равен $t'_K = t'_\Sigma / |C_K|$.

Отсюда необходимое число зубьев муфты

$$Z = \frac{360}{t'_K} \quad \text{или} \quad Z = \frac{360 |C_K|}{t'_\Sigma}. \quad (1.108)$$

При малых значениях t'_Σ число зубьев получают достаточно большим. Для уменьшения числа зубьев применяют дифференциальные зубчатые муфты (рис. 1.41) с различным числом зубьев Z_1 и Z_2 на двух сторонах. Обычно $Z_1 - Z_2 = 1$. Точность компенсации такими муфтами определяется углом поворота на один зуб валов вместе с закрепленными на них зубчатыми полумуфтами относительно средней части. Тогда

$$t'_K = \frac{t'_\Sigma}{|C_K|} = \left(\frac{1}{Z_2} - \frac{1}{Z_1} \right) 360 = \frac{360}{Z_1 Z_2},$$

отсюда

$$Z_1 Z_2 = \frac{360 |C_K|}{t'_\Sigma}. \quad (1.109)$$

Из сопоставления выражений (1.108) и (1.109) имеем $Z = Z_1 Z_2$. Следовательно, число зубьев в дифференциальной муфте значительно меньше, чем в простой зубчатой муфте.

Число зубьев

$$Z_2 \approx \sqrt{\frac{360 |C_K|}{t_\Sigma^\circ}} = \sqrt{Z}. \quad (1.110)$$

Пример. Допуск на точность относительного углового положения валов изделия задан $t_\Sigma^\circ = 0,5^\circ$; $C_K = 1,0$. Требуется компенсировать погрешности угла установкой зубчатой муфты. Необходимое число зубьев в простой зубчатой муфте (1.108) $Z = \frac{360 \cdot 1}{0,5} = 720$; в дифференциальной муфте (1.110) $Z_2 = \sqrt{720} \approx 27$. Тогда $Z_1 = Z_2 + 1 = 27 + 1 = 28$. Минимальный угол относительного поворота валов (погрешность компенсации при $C_K = 10$)

$$t_K^\circ = \frac{360}{27 \cdot 28} = 0,477^\circ, \text{ что меньше допуска } t_\Sigma^\circ = 0,5^\circ.$$

§ 10. СОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ СХЕМ

Наиболее ответственным этапом, от которого зависит качество расчетов, является составление расчетных схем. Как показывает опыт, на этом этапе иногда неверно определяют исходный размер, неправильно формулируют задачу расчета. Часто ошибаются при выявлении влияющих размеров. К их числу относят, размеры, не влияющие на исходный размер. Еще чаще наблюдаются случаи, когда не все влияющие размеры вносят в расчетную схему.

Допуски размеров, определенные по неверно составленной расчетной схеме, также будут неверными; поэтому они не только теряют свою ценность, но могут нанести даже материальный ущерб производству.

Виды размеров. Размеры, образующие расчетные схемы, разделяют на линейные и угловые.

К линейным размерам относят длины ступеней, уступов, диаметры отверстий, валов, смещения осей и др. На расчетных схемах их изображают так же, как и на чертежах деталей, размерной линией с двумя стрелками на концах.

К угловым размерам относят углы между осями или поверхностями деталей, в том числе углы, равные 0, 90 и 180°. На расчетных схемах угловые размеры, кроме угла, равного 0, изображают, как и на чертежах деталей, дугой, охватывающей соответствующий угол, с двумя стрелками на концах.

Допуски углов, номинально равных 0, задают отклонением от параллельности осей или поверхностей. Размеры таких углов условимся изображать на расчетных схемах одним из двух показанных на рис. 1.42 вариантов.

В зависимости от вида размеров и их расположения в пространстве различают следующие виды расчетных схем: линейную, плоскостную и пространственную.

Линейная расчетная схема содержит линейные параллельно расположенные размеры.

Плоскостная расчетная схема содержит расположенные в одной или в нескольких параллельных плоскостях размеры: линейные не-



Рис. 1.42

параллельно расположенные, угловые, и линейные и угловые одновременно.

Пространственная расчетная схема содержит расположенные в непараллельных плоскостях размеры линейные, угловые или и линейные, и угловые одновременно.

Первым этапом составления расчетных схем является выявление исходных размеров. Здесь уместно еще раз подчеркнуть, что исходным является размер, определяющий точность какого-либо размерного параметра сборочной единицы.

При изготовлении изделий машиностроения важно, чтобы их детали занимали с необходимой точностью определенное относительное положение. Так, в вертикальных и радиально-сверлильных станках а также в вертикально-фрезерных станках и в некоторых других машинах ось вращения шпинделя должна быть перпендикулярна рабочей поверхности стола. В токарных станках важно обеспечить параллельность оси вращения шпинделя к направляющим станины. В машинах, имеющих шатунно-поршневую группу, с определенной точностью должно быть выдержано линейное «мертвое» пространство.

В каждой машине любого назначения имеются зазоры, влияющие на ее работоспособность. Размеры зазоров в этих случаях должны находиться в определенных, часто очень узких, пределах.

Некоторые из требований определяют точность выполнения рабочих операций, другие определяют долговечность изделия, а некоторые — возможность сборки, т. е. так называемую «собираемость» изделия.

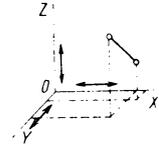
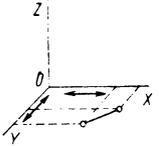
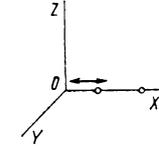
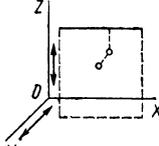
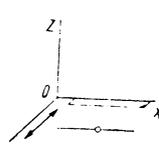
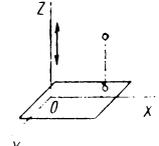
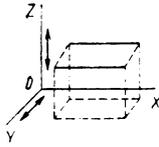
В схематизированном виде исходный размер — это расстояние между точками, осями, поверхностями деталей или любая их комбинация. Так, для некоторых изделий важна точность расстояния между точками, для других — точность расстояния между осями или плоскостями деталей и т. д.

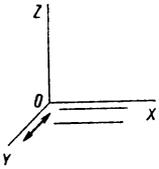
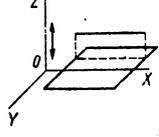
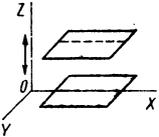
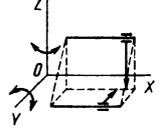
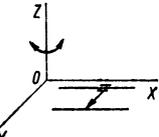
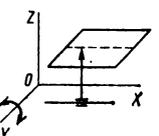
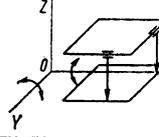
Точность относительного положения точек, линий или плоскостей деталей можно характеризовать различными числами степеней свободы их перемещения по направлениям координатных осей и степеней свободы поворота вокруг этих осей. Каждая такая степень свободы определяет исходный размер соответствующей расчетной схемы. Следовательно, в данном конкретном случае число степеней свободы для точки, линии или плоскости равно числу исходных размеров.

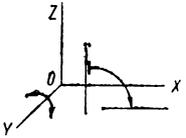
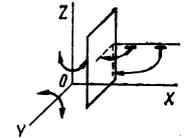
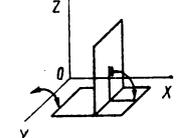
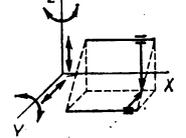
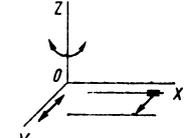
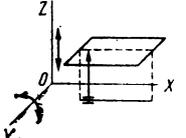
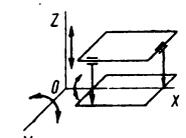
Каждую из степеней свободы, совокупность которых определяет точность относительного положения деталей, ограничивают предельными отклонениями.

Все возможные сочетания точек, линий и плоскостей, которые могут встретиться в изделиях машиностроения, приведены в табл. 1.13. Для каждого случая в таблице дано число степеней свободы перемещения и поворота, что соответствует числу исходных размеров, а также схема их возможного расположения.

Таблица 1.13

Технические требования	Степень свободы	Схема расположения	Число расчетных схем
Точность расстояния между двумя точками в пространстве <i>частные случаи:</i>	Перемещение по трем координатным осям		3
точки расположены на координатной плоскости	Перемещение по двум координатным осям		2
точки расположены на координатной оси	Перемещение по одной координатной оси		1
Точность расстояния от точки до линии <i>частный случай</i> точка и линия расположены на координатной плоскости	Перемещение по двум координатным осям		2
<i>частный случай</i> точка и линия расположены на координатной плоскости	Перемещение по одной координатной оси		1
Точность расстояния от точки до плоскости	То же		1
Точность расстояния между параллельными линиями	Перемещение по двум координатным осям		2

Технические требования	Степень свободы	Схема расположения	Число расчетных схем
<i>частный случай</i> линии расположены на координатной плоскости	Перемещение по одной координатной оси		1
Точность расстояния между линией и параллельной ей плоскостью	То же		1
Точность расстояния между параллельными плоскостями	»		1
Параллельность двух линий	Поворот вокруг двух координатных осей		2
<i>частный случай</i> линии расположены на координатной плоскости	Поворот вокруг одной координатной оси		1
Параллельность между линией и плоскостью	То же		1
Параллельность двух плоскостей	Поворот вокруг двух координатных осей		2

Технические требования	Степень свободы	Схема расположения	Число расчетных схем
Перпендикулярность двух линий или точность угла между ними	Поворот вокруг одной координатной оси		1
Перпендикулярность линии к плоскости или точность угла между ними	Поворот вокруг двух координатных осей		2
Перпендикулярность двух плоскостей или точность угла между ними	Поворот вокруг одной координатной оси		1
Параллельность двух линий и точность расстояния между ними	Перемещение по двум координатным осям и поворот вокруг этих осей		4
<i>частный случай</i> линии расположены на координатной плоскости	Перемещение по одной координатной оси и поворот вокруг другой координатной оси		2
Параллельность линий плоскости и точность расстояния между ними	То же		2
Параллельность двух плоскостей и точность расстояния между ними	Перемещение по одной координатной оси и поворот вокруг двух координатных осей		3

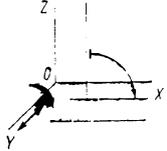
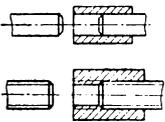
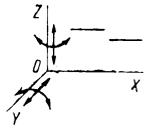
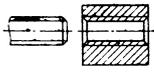
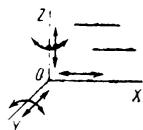
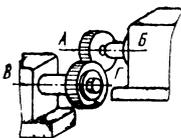
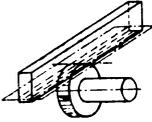
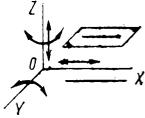
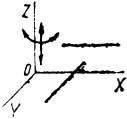
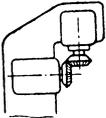
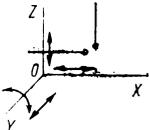
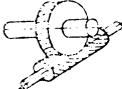
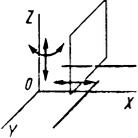
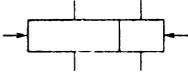
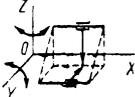
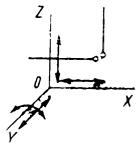
Технические требования	Степень свободы	Схема расположения	Число расчетных схем
Перпендикулярность или точность угла между перекрещивающимися линиями и расстояние между ними	Перемещение по одной координатной оси и поворот вокруг этой оси		2

Таблица 1.14

Вид кинематической связи	Технические требования	Степень свободы	Число расчетных схем	Схема расположения
Валы и втулки 	Параллельность осей вала и втулки и расстояние между ними То же, а также параллельность оси вала направляющим	Неподвижное соединение. Перемещение по двум координатным осям и поворот вокруг этих осей	4	
		Подвижное соединение. Перемещение по двум координатным осям и поворот вокруг этих осей, а также поворот вокруг двух координатных осей	6	
Ходовые винты и гайки 	Параллельность осей винта и гайки и расстояние между ними, а также параллельность оси ходового винта направляющим	Перемещение по двум координатным осям и поворот вокруг этих осей, а также поворот вокруг двух координатных осей	6	
Цилиндрические зубчатые передачи с прямыми или косыми зубьями 	Параллельность осей зубчатых колес и расстояние между ними. Совпадение торцов колес	Перемещение по двум координатным осям и поворот вокруг этих осей. Перемещение по третьей координатной оси	5	

Вид кинематической связи	Технические требования	Степень свободы	Число расчетных схем	Схема расположения
<p>Реечные передачи с прямыми или косыми зубьями</p> 	<p>Расстояние между осью колеса и плоскостью рейки. Параллельность направления зубьев колеса и рейки. Совпадение торцов рейки и колеса</p>	<p>Перемещение по двум координатным осям и поворот вокруг двух координатных осей</p>	<p>4</p>	
<p>Цилиндрические зубчатые винтовые передачи</p> 	<p>Перпендикулярность осей колес и расстояние между осями</p>	<p>Перемещение по координатной оси и поворот вокруг этой оси</p>	<p>2</p>	
<p>Конические зубчатые передачи</p> 	<p>Расстояние между вершинами конусов в пространстве и угол между осями колес</p>	<p>Перемещение по трем координатным осям и поворот вокруг одной из координатных осей</p>	<p>4</p>	
<p>Червячные передачи</p> 	<p>Перпендикулярность осей червяка и колеса, расстояние между осями и расстояние от оси червяка до средней плоскости венца колеса</p>	<p>Перемещение по двум координатным осям и поворот вокруг одной из этих осей</p>	<p>3</p>	
<p>Фрикционные цилиндрические передачи</p> 	<p>Параллельность образующих цилиндров катков</p>	<p>Поворот вокруг двух координатных осей</p>	<p>2</p>	
<p>Фрикционные конические передачи</p> 	<p>Расстояние между вершинами конусов катков в пространстве и угол между осями катков</p>	<p>Перемещение по трем координатным осям и поворот вокруг одной из координатных осей</p>	<p>4</p>	

Значительное место в современных изделиях машиностроения занимают кинематические связи. Некоторые из них требуют точного относительного расположения деталей-звеньев кинематической цепи. В табл. 1.14 приведены наиболее типичные кинематические связи с характеристикой каждой из них, а также указаны степени свободы, которыми располагают детали, и даны схемы их относительного расположения. По этой таблице определяют число расчетных схем для каждого вида кинематической связи. Чаще всего на каждую степень свободы отдельно устанавливают техническое требование. Тогда эта степень свободы при составлении расчетной схемы становится исходным размером. Так, отклонение от параллельности оси вращения шпинделя токарного станка направляющим станины ограничивают допусками отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В таких случаях расчетные схемы оказываются наиболее простыми.

Однако иногда удобнее назначать общее суммарное требование точности. Например, точность совпадения осей вращения валов, принадлежащих двум сборочным единицам, задают обычно в виде общей нормы, не разделенной на отдельные направления. В таких случаях расчетные схемы более сложны, и расчет по ним также усложняется.

Для упрощения расчетов при возможности сложные расчетные схемы заменяют несколькими элементарными. Расчетные характеристики исходного размера в этих случаях определяют в виде проекций на координатные оси. Так, в табл. 1.13 первое техническое требование сформулировано как точность расстояния между двумя точками в пространстве. Точки имеют три степени свободы перемещения по координатным направлениям x , y и z . По этим направлениям определяют проекции номинальных размеров ($Y_{\Sigma(x)}$, $Y_{\Sigma(y)}$ и $Y_{\Sigma(z)}$), а также частные характеристики ($em_{\Sigma(x)}$, $em_{\Sigma(y)}$, $em_{\Sigma(z)}$, $t_{\Sigma(x)}$, $t_{\Sigma(y)}$ и $t_{\Sigma(z)}$), заменяя, таким образом, одну сложную схему тремя простыми.

Затем определяют общие значения расчетных характеристик исходного размера, полагая, что пространственная расчетная схема содержит только линейные размеры, углы между которыми постоянны:

$$\begin{aligned} Y_{\Sigma} &= \sqrt{Y_{\Sigma(x)}^2 + Y_{\Sigma(y)}^2 + Y_{\Sigma(z)}^2}; \\ em_{\Sigma} &= \sqrt{em_{\Sigma(x)}^2 + em_{\Sigma(y)}^2 + em_{\Sigma(z)}^2}; \\ t_{\Sigma} &= \sqrt{t_{\Sigma(x)}^2 + t_{\Sigma(y)}^2 + t_{\Sigma(z)}^2}. \end{aligned} \quad (1.111)$$

Если номинальное значение исходного размера превышает допуск на него на один порядок ($Y_{\Sigma}/t_{\Sigma} \geq 10$), то одну из координатных осей совмещают с направлением исходного размера. Этим приемом сложную пространственную схему заменяют простой и характеристики влияющих размеров независимо от их расположения в пространстве проектируют на направление исходного размера.

В пространственной схеме с угловыми размерами точность последних удобнее задавать в линейной мере (отклонения длины дуги на определенном радиусе). В этом случае определяют характеристики

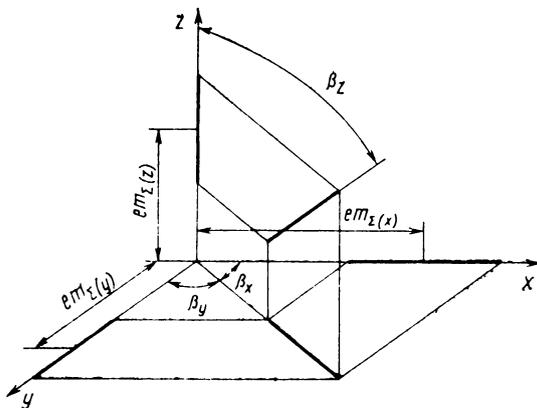


Рис. 1.43

$em_{\Sigma(x)}$, $em_{\Sigma(y)}$, $em_{\Sigma(z)}$, $t_{\Sigma(x)}$, $t_{\Sigma(y)}$ и $t_{\Sigma(z)}$ исходного размера в виде проекций на координатные оси x , y и z .

Если, как и в предыдущем случае, номинальное значение исходного размера (угла) на один порядок превышает допуск на него ($Y_{\Sigma}/t_{\Sigma} \geq 10$), то одну из координатных осей совмещают с направлением исходного размера. Тогда характеристики точности всех влияющих углов проектируют на направление исходного размера и вместо расчета по трем схемам выполняют расчет только по одной из них.

В расчетных схемах, которые содержат и линейные и угловые размеры, погрешности разных видов приводят с помощью коэффициентов приведения к одному виду. Если исходным является линейный размер, то допуски угловых размеров приводят к линейной мере. Если же исходным является угловой размер, то допуски линейных размеров приводят к угловой мере.

Для вычисления коэффициента K_{Σ} в формуле (1.23) подставляют коэффициенты C_i , определенные для средних значений влияющих размеров. Для этого по значениям $em_{\Sigma(x)}$, $em_{\Sigma(y)}$ и $em_{\Sigma(z)}$ находят углы β_x , β_y и β_z среднего положения исходного размера относительно осей координат (рис. 1.43).

Таким образом, по сборочным чертежам изделия, соответствующим ГОСТам, ОСТАм, стандартам СЭВ, техническим требованиям и другим нормативным материалам, выявляют исходные размеры, определяющие точность относительного расположения деталей.

Выявленные исходные размеры наносят на схематические чертежи изделий и обозначают их буквами с индексами Σ . Исходные линейные размеры обозначают буквами русского алфавита, например A_{Σ} , B_{Σ} , V_{Σ} и т. д. Исходные угловые размеры обозначают буквами греческого алфавита, кроме букв α , ω , например β_{Σ} , γ_{Σ} , ψ_{Σ} , μ_{Σ} и т. д.

В качестве иллюстрации на рис. 1.44 приведена схема коническо-цилиндрического редуктора с обозначениями некоторых исходных размеров: a_{Σ} — межосевое расстояние цилиндрической зубчатой пе-

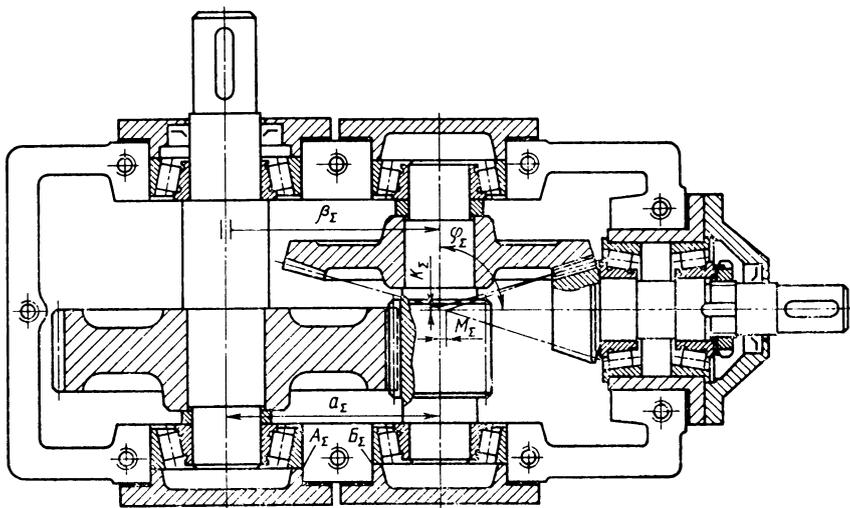


Рис. 1.44

редачи (СТ СЭВ 641—77); β_z — параллельность осей вращения колес (СТ СЭВ 641—77); K_z и M_z — совпадение вершин делительных конусов конической зубчатой передачи (СТ СЭВ 186—75); φ_z — угол между осями вращения конических колес (СТ СЭВ 186—75); A_z , B_z — зазоры между торцами крышек и колец подшипников.

Вторым этапом составления расчетных схем является выявление влияющих размеров. По чертежу изделия исполнитель расчета выявляет все размеры деталей, отклонения которых вызывают изменение данного исходного размера. К влияющим размерам относят только те размеры деталей, которые непосредственно влияют на исходный размер. Отсюда следует важный принцип: только один размер детали может быть влияющим размером данной расчетной схемы. Так, несмотря на возможные при некоторых условиях технологические неудобства

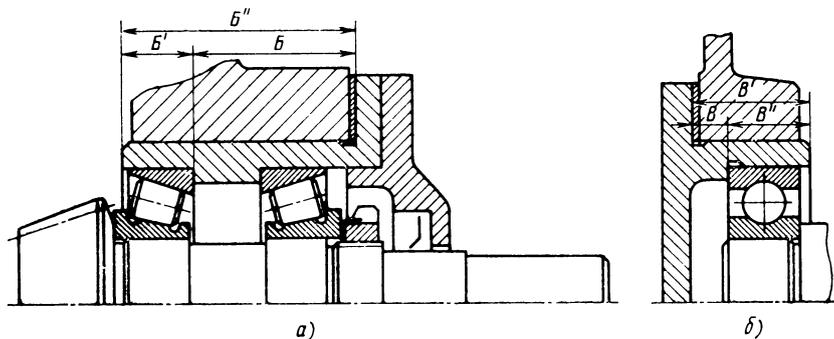


Рис. 1.45

влияющими должны быть размер B , а не B' и B'' (рис. 1.45, а), размер B , а не B' и B'' (рис. 1.45, б).

В расчетную схему входит общий размер стандартных изделий (например, монтажная высота T конического роликового подшипника — рис. 1.46, а), охватывающий несколько деталей сборочной единицы. Иногда в расчетную схему входит комплект деталей, обрабатываемых совместно после сборки. В этом случае влияющим является размер h , относящийся к двум или более деталям и полученный при их совместной обработке (рис. 1.46, б).

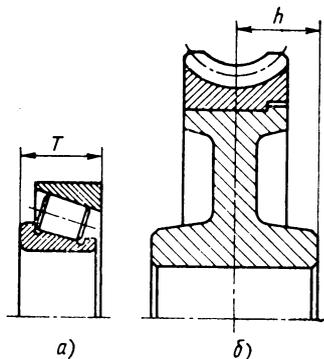


Рис. 1.46

Выявленные влияющие размеры наносят на тот же чертеж, на котором нанесены исходные размеры. Влияющие размеры, относящиеся к одной расчетной схеме, обозначают той же буквой, какой обозначен исходный размер, с порядковыми номерами — индексами, например $A_1, A_2, \dots; B_1, B_2, B_3, \dots; \gamma_1, \gamma_2, \dots$. Порядковые номера принято назначать при обходе размерного контура расчетной схемы в направлении вращения часовой стрелки. Таким образом, первый влияющий размер, соседний с исходным, имеет первый порядковый номер, второй влияющий размер — второй порядковый номер и т. д.

Один и тот же влияющий размер может быть составной частью нескольких расчетных схем. В таком случае этот размер должен иметь соответствующее число обозначений.

§ 11. СВЯЗАННЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ

В ГОСТ 16319—70 даны три вида связанных схем: параллельно связанные, последовательно связанные и комбинированные. Рассмотрим лишь параллельно связанные схемы, в которых общие размеры влияют на методику расчета допусков.

Большое число расчетных схем любого изделия связано, так как размеры некоторых деталей одновременно входят в состав нескольких расчетных схем. Часто в машинах имеются схемы, образующие комплексы из многих связанных расчетных схем. На рис. 1.47 показана условная схема связанных расчетных схем $B, B, \Gamma, Д$ и $Е$. Независимо от числа входящих в комплекс связанных схем их рассчитывают последовательно. При этом на результат расчета данной схемы влияет всегда только одна, непосредственно связанная с ней, но уже рассчитанная схема, поэтому любой комплекс связанных схем можно разделить на последовательно расположенные пары схем.

Отклонения общих размеров влияют на исходные размеры каждой связанной схемы. Следовательно, точность общего размера должна удовлетворять требованиям точности исходных размеров всех связанных схем. Это условие выполняется в том случае, если на общие размеры назначены допуски, удовлетворяющие наиболее жестким

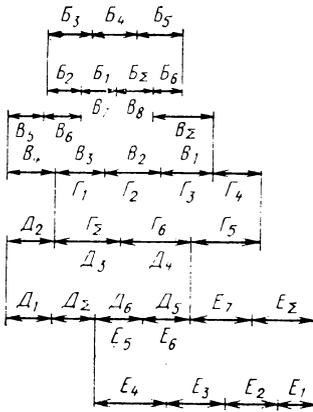


Рис. 1.47

требованиям одной из расчетных схем; поэтому расчет следует начинать с той связанной схемы, в которой допуски на влияющие размеры должны быть наиболее жесткими.

Для определения очередности расчетов рекомендуется: на отдельном листе составить все связанные расчетные схемы и по этим схемам выявить общие размеры; составить таблицу, в которой для всех связанных схем указать обозначение, число влияющих размеров, допуск исходного размера, среднюю величину допуска составляющего размера и метод достижения точности. Сопоставляя эти данные, можно ориентировочно установить, в какой из связанных схем допуски общих размеров более жесткие, и на основании этого наметить порядок расчета.

Пример. Имеется группа связанных расчетных схем.

Расчетная схема Б. Допуск $t_2 = 0,2$ мм, число влияющих размеров $n = 8$ средний допуск $t_{cp} = 0,0578$ мм (см. табл. 1.16). Величина среднего допуска для данной схемы очень мала. Следовательно, для обеспечения требуемой точности исходного размера нужно использовать компенсатор. Допустим, что по конструктивным особенностям механизма компенсацию удобнее осуществлять шабрением корпусной детали.

Расчетная схема Г. Допуск $t_2 = 0,25$ мм, число влияющих размеров $n = 3$, средний допуск $t_{cp} = \frac{0,25}{1,2 \sqrt{3}} = 0,12$ мм. Точность исходного размера может быть обеспечена по методу взаимозаменяемости.

Расчетная схема Е. Допуск $t_2 = 0,1$ мм, число влияющих размеров $n = 6$, средний допуск $t_{cp} = 0,033$ мм (по табл. 1.16). Из-за малой величины t_{cp} требуемую точность исходного размера следует получать методом компенсации. Конструкция устройства позволяет регулировать исходный размер винтом.

Расчетная схема И. Допуск $t_2 = 0,4$ мм, число влияющих размеров $n = 5$, средний допуск $t_{cp} = 0,145$ мм. Необходимая точность исходного размера может быть получена по методу взаимозаменяемости.

По имеющимся данным составим табл. 1.15.

Так как в расчетной схеме Е требуемую точность исходного размера получают регулированием винтом, то допуски влияющих размеров могут быть наиболее широкими. Поэтому указанную схему следует рассчитывать в последнюю очередь. При компенсации шабрением допуски влияющих размеров можно расширить до $t_{cp} = 0,16 \dots 0,18$ мм. В связи с этим схему Б следует рассчитывать предпоследней (в третью очередь). Точность исходных размеров схем Г и И обеспечивают по методу взаимозаменяемости. Так как в схеме Г средний допуск меньше чем в схеме И, схему Г необходимо рассчитывать в первую очередь. Найденная очередность расчетов указана в табл. 1.15.

По характеру связи расчетные схемы разделяют на три группы.

1. Схемы, в которых общими являются только влияющие размеры (рис. 1.48, а).
2. Схемы, в которых исходный размер одной схемы является влияющим размером другой (рис. 1.48, б).

Таблица 1.15

Расчетная схема	Число размеров	Допуски, мм		Метод достижения точности	Очередность расчета
		t_{Σ}	$t_{\text{ср}}$		
<i>Б</i>	8	0,2	0,0578	Шабрение корпуса	3
<i>Г</i>	3	0,25	0,12	Взаимозаменяемость	1
<i>Е</i>	6	0,1	0,033	Регулирование винтом	4
<i>И</i>	5	0,4	0,145	Взаимозаменяемость	2

3. Схемы, в которых исходный и влияющие размеры одной схемы являются влияющими размерами другой (рис. 1.48, в).

Связанные схемы первой и второй групп рассчитывают как независимые. Связанные схемы третьей группы рассчитывают по формулам, приведенным ниже.

Обозначим одну из связанных схем, рассчитываемую первой, буквой *Б*, а другую, рассчитываемую позже, буквой *В*.

На рис. 1.48, в показаны две связанные схемы с параллельно расположенными линейными размерами. Здесь общими являются размеры $B_{\Sigma}B_2$, B_7B_3 , B_6B_4 ; причем $B_{\Sigma}B_2$ — исходный размер расчетной схемы *Б*, а B_7B_3 и B_6B_4 — влияющие размеры для обеих схем. Исходный размер $B_{\Sigma} = f(B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6B_4, B_7B_3)$; исходный размер $B_{\Sigma} = \varphi(B_1, B_{\Sigma}B_2, B_7B_3, B_6B_4, B_5, B_6)$.

На отклонения исходного размера схемы *В* влияют общие размеры $B_{\Sigma}B_2$, B_6B_4 и B_7B_3 . Так как размер B_{Σ} включает также значения B_6 и B_7 , то размеры $B_{\Sigma}B_2$, B_6B_4 и B_7B_3 не являются независимыми.

Номинальные значения и координаты et_{Σ} исходных размеров связанных схем определяют, так же как и для независимых схем, по обычным формулам.

Для расчетной схемы *Б* можно записать

$$K_{\Sigma}^2(B) t_{\Sigma}^2(B) = \sum_B C_{\Sigma B}^2 K_{\Sigma B}^2 t_B^2 + \sum_{BB} C_{\Sigma B}^2 K_{\Sigma B}^2 t_{\Sigma B}^2$$

или

$$K_{\Sigma}^2(B) t_{\Sigma}^2(B) - \sum_{BB} C_{\Sigma B}^2 K_{\Sigma B}^2 t_{\Sigma B}^2 = \sum_B C_{\Sigma B}^2 K_{\Sigma B}^2 t_B^2;$$

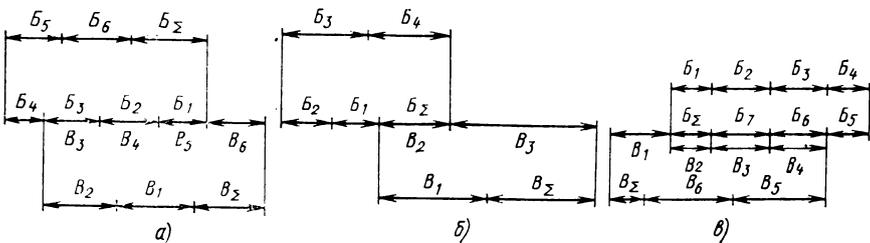


Рис. 1.48

здесь под знаком \sum_B суммируют характеристики независимых размеров, а под знаком \sum_{BB} — характеристики размеров, общих для обеих схем.

Следовательно, при расчете связанных схем общие размеры можно заменить независимыми. В приведенном примере размеры $B_{\Sigma}B_2$, B_6B_4 и B_7B_3 при расчете схемы B можно заменить размерами B_1 , B_2 , B_3 , B_4 и B_5 , поэтому для схемы B допуски рассчитывают по одной из следующих двух формул:

$$t_{\Sigma(B)} = \frac{1}{K_{\Sigma(B)}} \sqrt{\sum_B C_B^2 K_B^2 t_B^2 + \sum_B C_B^2 K_B^2 t_B^2}; \quad (1.112)$$

$$t_{\Sigma(B)} = \frac{1}{K_{\Sigma(B)}} \sqrt{\sum_B C_B^2 K_B^2 t_B^2 + C_B^2 K_{\Sigma(B)}^2 t_{\Sigma(B)}^2 - \sum_{BB} C_B^2 K_{BB}^2 t_{BB}^2}; \quad (1.113)$$

здесь под знаком \sum_B суммируют характеристики независимых размеров, входящих в расчетную схему B ; коэффициенты C_B берут относительно исходного размера B_{Σ} . В расчетную формулу вместо $t_{\Sigma(B)}$ подставляют допуск исходного размера B_{Σ} .

Пример. Размеры связанных схем, показанных на рис. 1.48, *в*, имеют следующие характеристики: $B_1 = 25^{+0,3}_0$; $B_2 = 40^{+0,2}_0$; $B_3 = 35_{-0,2}_0$; $B_4 = 20_{-0,1}_0$; $B_5 = 30 \pm 0,1$; $B_6B_4 = 40^{+0,2}_0$; $B_7B_3 = 35_{-0,1}_0$; $B_1 = 35_{-0,2}_0$; $B_5 = 50^{+0,2}_0$; $B_6 = 40_{-0,1}_0$. Следовательно, допуски всех размеров $t = 0,2$ мм. Примем значения всех коэффициентов $K = 1,0$.

Так как обе расчетные схемы состоят из линейных размеров, то для всех размеров коэффициенты $C = 1,0$.

Расчетный допуск исходного размера схемы B

$$t_{\Sigma B} = \sqrt{7 \cdot 0,2^2} = 0,528 \text{ мм.}$$

То же, для схемы B по формуле (1.112) $t_{\Sigma(B)} = \sqrt{8 \cdot 0,2^2} = 0,566$ мм; по формуле (1.113) $t_{\Sigma(B)} = \sqrt{3 \cdot 0,2^2 + 0,528^2 - 2 \cdot 0,2^2} = 0,566$ мм.

§ 12. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ МАШИН НА СТАДИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Процесс создания новых машин проходит несколько стадий, в том числе стадии разработки технического и рабочего проектов. При разработке технического проекта полезно выполнять размерный анализ конструкции машины. Такой анализ помогает выбрать рациональные схемы компоновки деталей и узлов сборочных единиц машины и принять рациональные конструктивные решения. При разработке рабочего проекта окончательно рассчитывают допуски размеров деталей машин.

Ниже приведены некоторые методические указания по проведению размерного анализа конструкции машин на этапе разработки технического проекта.

Таблица 1.16

Число влияющих размеров n	Средние допуски влияющих размеров $t_{\text{ср}}$, мм, при допуске t_{Σ} исходного размера									
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	
4	0,00410	0,00820	0,01230	0,01640	0,02050	0,02460	0,02870	0,03280	0,03690	
5	0,00363	0,00725	0,01088	0,01450	0,01813	0,02176	0,02538	0,02900	0,03263	
6	0,00335	0,00670	0,01005	0,01340	0,01675	0,02010	0,02345	0,02680	0,03015	
7	0,00310	0,00620	0,00930	0,01240	0,01550	0,01860	0,02170	0,02480	0,02790	
8	0,00289	0,00578	0,00867	0,01156	0,01445	0,01734	0,02023	0,02312	0,02601	
9	0,00273	0,00547	0,00820	0,01094	0,01367	0,01640	0,01914	0,02188	0,02461	
10	0,00259	0,00518	0,00777	0,01036	0,01295	0,01554	0,01813	0,02072	0,02331	
11	0,00247	0,00494	0,00741	0,00988	0,01235	0,01482	0,01729	0,01976	0,02223	
12	0,00237	0,00474	0,00711	0,00948	0,01185	0,01422	0,01659	0,01896	0,02133	
13	0,00228	0,00456	0,00684	0,00912	0,01140	0,01368	0,01596	0,01824	0,02052	
14	0,00219	0,00438	0,00657	0,00876	0,01095	0,01314	0,01533	0,01752	0,01971	
15	0,00212	0,00424	0,00636	0,00848	0,01060	0,01272	0,01481	0,01696	0,01908	
16	0,00206	0,00412	0,00618	0,00824	0,01030	0,01236	0,01442	0,01648	0,01854	
17	0,00199	0,00398	0,00597	0,00796	0,00995	0,01194	0,01393	0,01592	0,01791	
18	0,00193	0,00386	0,00579	0,00772	0,00965	0,01158	0,01351	0,01544	0,01737	
19	0,00188	0,00377	0,00565	0,00754	0,00942	0,01130	0,01319	0,01508	0,01696	
20	0,00184	0,00368	0,00552	0,00736	0,00920	0,01104	0,01288	0,01472	0,01656	

Над разработкой проектов машины, как правило, работает группа конструкторов, возглавляемая ведущим конструктором. Конструкторы разрабатывают проекты отдельных узлов машины.

Ведущий конструктор руководит работой группы конструкторов и выполняет общую увязку всех узлов машины. Таким образом, ведущему конструктору удобно производить размерную отработку конструкции машины, а каждому конструктору — размерную отработку конструкции своего узла. На начальной стадии разработки технического проекта ведущий конструктор машины составляет схему ее общей компоновки. Затем он выявляет все требования точности, предъявляемые к относительному расположению сборочных единиц и деталей машины. После этого ведущий конструктор выявляет размеры деталей, влияющие на точность исходных размеров. Таким образом, ведущий конструктор получает расчетные схемы, определяющие размерные взаимосвязи узлов и деталей, komponуемых в машине.

После выявления компоновочных расчетных схем выполняют размерный анализ конструкции машины, для чего определяют среднюю точность n влияющих размеров при заданной точности исходного размера. При этом удобно пользоваться табл. 1.16, составленной по формуле

$$t_{cp} = \frac{t_{\Sigma}}{1,2 \sqrt{n}}. \quad (1.114)$$

Табл. 1.16 составлена для значений t_{Σ} в пределах 0,01—0,09 мм. При t_{Σ} от 0,1 до 0,9 или от 1 до 9 мм табличные значения t_{cp} увеличивают соответственно в 10 и 100 раз.

При расчете t_{cp} действительное значение t_{Σ} составляют из суммы табличных значений. Величины t_{cp} также получают в виде суммы отдельных табличных значений.

Пример. Определить средний допуск влияющих размеров, если $t_{\Sigma} = 0,26$ мм и $n = 6$.

Допуск исходного размера представлен суммой $t_{\Sigma} = 0,02 \cdot 10 + 0,06$. Тогда средний допуск влияющих размеров (по табл. 1.16) $t_{cp} = 0,0067 \cdot 10 + 0,02 = 0,087$ мм.

Найдя t_{cp} влияющих размеров, ведущий конструктор оценивает возможность обеспечения средних допусков в производстве. При достаточно свободных значениях t_{cp} требуемую конечную точность исходного размера можно обеспечить по методу взаимозаменяемости. При очень жестких допусках t_{cp} конечная точность может быть достигнута с помощью компенсаторов. Более точную оценку можно получить, если задаваться конкретными значениями t_i для каждого влияющего размера и вычислять погрешность исходного размера

$$t'_{\Sigma} = 1,2 \sqrt{\sum_i C_i^2 t_i^2}. \quad (1.115)$$

Сопоставляя расчетный допуск t'_{Σ} с заданным t_{Σ} , ведущий конструктор назначает технологический метод достижения требуемой точ-

ности исходного размера. Если t'_Σ меньше t_Σ или мало отличается, то требуемая точность может быть обеспечена по методу взаимозаменяемости. Если же $t'_\Sigma \gg t_\Sigma$, то требуемую точность нужно обеспечивать методом компенсации. Если по каким-либо причинам нельзя применить компенсатор, то ведущий конструктор должен уменьшить t'_Σ , добываясь выполнения условия $t'_\Sigma \approx t_\Sigma$.

Как видно из уравнения (1.115), уменьшить t'_Σ можно двумя способами: сокращением числа влияющих размеров; уменьшением значений t_i . Первый способ требует изменения схемы компоновки или конструкции сборочных единиц, второй связан с усложнением технологии изготовления деталей. Нередко окончательное решение может быть принято лишь после проведения сравнительных экономических расчетов.

При размерно-технологическом анализе ведущий конструктор устанавливает:

требования точности относительного расположения деталей и сборочных единиц;

окончательную схему общей компоновки машины;

предварительные значения допусков на изготовление деталей и сборочных единиц машины;

методы достижения требуемой конечной точности при общей сборке машины.

Узлы и детали можно компоновать в машине по различным принципиальным схемам, каждая из которых имеет свои достоинства и недостатки. Рассмотрим это положение на примере наиболее типичного случая — компоновки трех сборочных единиц. Компоновку большего числа сборочных единиц всегда можно привести к данному случаю.

При сборке узлов 1, 2 и 3 (рис. 1.49) требуется обеспечить соосность осей вращения валов узлов 1 и 2 отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

На рис. 1.49, а приведена схема компоновки, в которой узлы 1 и 2 устанавливаются на плоскости и боковыми стенками поджимаются к направляющим буртикам плиты 3. При такой установке каждый узел лишается пяти степеней свободы относительно плиты. Требуемая точность положения узлов в направлении осей валов обычно бывает небольшой, обеспечение ее никаких затруднений в производстве не вызывает, поэтому степень свободы перемещения узла вдоль оси вала как здесь, так и в дальнейшем не рассматривается.

На этой схеме через B_Σ , B'_Σ , β_Σ и β'_Σ обозначены совпадение и параллельность осей валов в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Это и есть требования точности относительного положения узлов. При схеме компоновки по рис. 1.49, а требования точности к относительному положению узлов 1 и 2 можно обеспечивать следующим образом.

1. Автоматически после их установки на базовых поверхностях плиты и поджима к направляющим буртикам.

Для этого необходимо, чтобы линейные размеры B_1 , B_2 , B_3 , B'_1 , B'_2 и B'_3 и угловые размеры (требования параллельности) β_1 , β_2 , β_3 ,

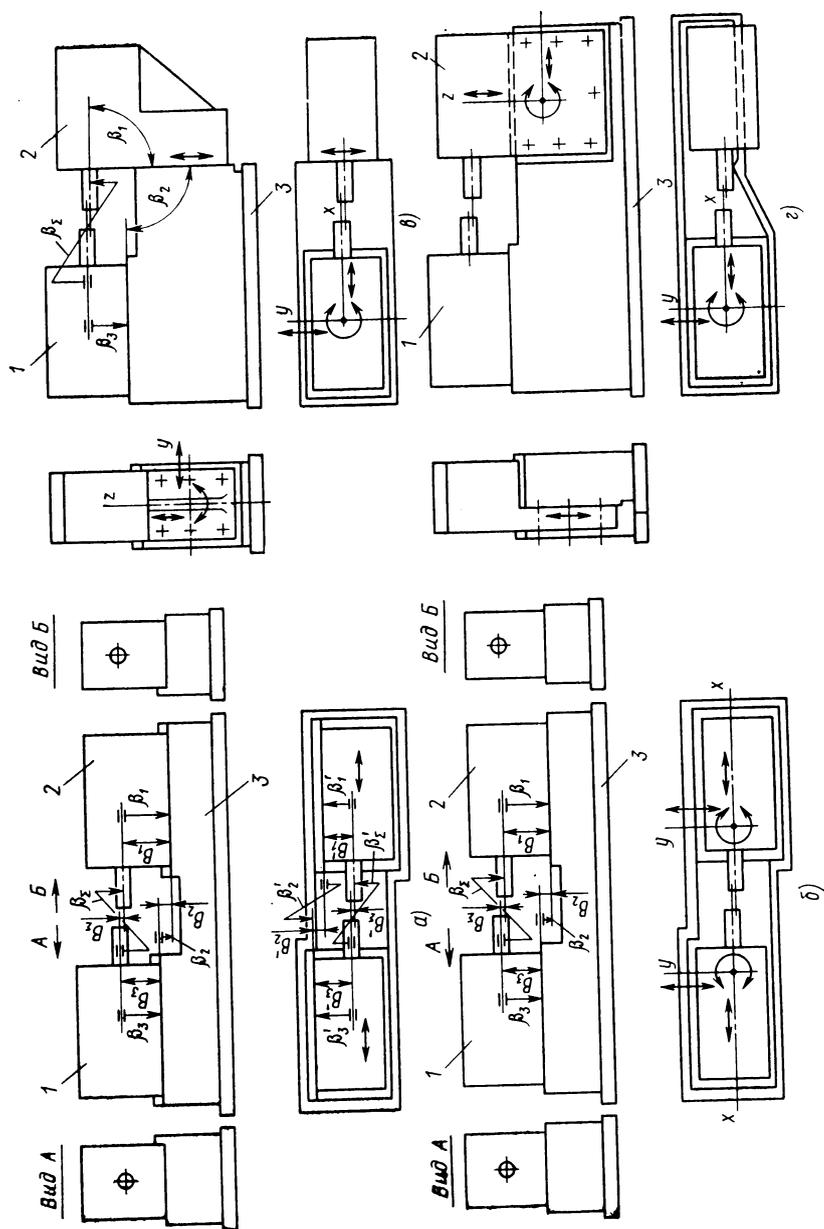


Рис. 1.49

β'_1, β'_2 и β'_3 выполнялись при обработке с такой точностью, чтобы сумма погрешностей этих размеров не превышала допускаемые величины $B_\Sigma, B'_\Sigma, \beta_\Sigma$ и β'_Σ . Сборка узлов по данной схеме наиболее проста, но механическая обработка деталей усложняется предъявляемыми к ним требованиями точности.

2. Пригонкой базовых плоскостей плиты (или узлов 1 и 2).

3. Подбором компенсаторных прокладок, клиньев.

4. Дополнительной обработкой деталей по месту, т. е. по результатам измерений при сборке.

На рис. 1.49, б приведена аналогичная предыдущей схема компоновки, в которой узлы не поджимают к направляющему буртику. Вследствие этого они располагают степенями свободы перемещения по осям x и y и поворота вокруг вертикальной оси, что позволяет обеспечить требуемую точность совпадения и параллельность осей валов в горизонтальной плоскости регулировкой. Для этого перемещают и поворачивают узлы в базовой плоскости до тех пор, пока оси валов не совпадут и не будут параллельны.

Совпадение и параллельность осей валов в вертикальной плоскости, как и в предыдущей схеме, следует обеспечивать точным изготовлением деталей по размерам $B_1, B_2, B_3, \beta_1, \beta_2$ и β_3 (рис. 1.49, б), пригонкой, дополнительной обработкой или применением компенсаторных деталей.

В схеме компоновки, приведенной на рис. 1.49, в, узел 2 крепят к вертикальной торцовой плоскости плиты. Базовые плоскости плиты для узлов 1 и 2 расположены взаимно перпендикулярно. Каждый из узлов располагает тремя степенями свободы. Это дает возможность обеспечить совпадение осей валов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и параллельность в горизонтальной плоскости выверкой положения узлов. И лишь параллельности осей валов в вертикальной плоскости достигают точным изготовлением деталей по угловым размерам β_1, β_2 и β_3 или другими методами, описанными выше.

В схеме компоновки, показанной на рис. 1.49, г, узел 2 укреплен на боковой вертикальной плоскости плиты. Каждый из узлов 1 и 2 обладает тремя степенями свободы во взаимно перпендикулярных плоскостях. В этом случае обе базовые плоскости плиты параллельны осям валов. Это дает возможность обеспечить все требования точности к относительному положению узлов выверкой их положения.

Допустим, что показанные на рис. 1.49 варианты компоновочных схем равноценны с точки зрения удобства эксплуатации и габаритных размеров. Тогда выбор наилучшей схемы компоновки зависит от результата экономических расчетов: схема, при которой стоимость изготовления машины минимальная, и будет наилучшей.

С точки зрения удешевления сборки машины наилучшей является схема компоновки, по которой во время сборки не требуется проведение выверки, пригонки или регулировки. Узлы и детали при их установке должны сразу занимать правильное положение. Исходя из этого, можно считать схему компоновки, приведенную на рис. 1.49, а, наилучшей, а на рис. 1.49, г — наихудшей.

С точки зрения удешевления механической обработки узлов и деталей наилучшей является схема компоновки, по которой при изготовлении деталей не требуется выдерживать точные допуски. С учетом этого схему компоновки, приведенную на рис. 1.49, *г*, считаем наилучшей, а на рис. 1.49, *а* — наихудшей.

Окончательный выбор оптимальной схемы компоновки выполняют после проведения экономических расчетов.

Для достижения точности соединения узлов с наименьшими затратами при выборе схемы компоновки можно руководствоваться следующими общими рекомендациями:

конструктор должен по возможности избегать пригонок, выверок и регулировок при сборке, так как эти ручные операции всегда обходятся дорого; применение их допустимо только в крайних случаях и должно быть обосновано экономически;

в первую очередь конструктору следует выяснить, каковы требования точности к относительному положению узлов и сколько размеров деталей влияет на точность.

Чем больше допуск размера детали, тем проще и дешевле ее изготовление; поэтому очень важно получить как можно большую величину t_i для каждой детали. Численное значение t_i зависит от величины t_{Σ} и числа влияющих размеров, входящих в данную расчетную схему. Следовательно, для увеличения t_i можно повышать t_{Σ} и уменьшать число влияющих размеров. На практике для расширения допусков используют оба направления.

Если валы узлов соединяются муфтой, то величина t_{Σ} зависит от типа соединительной муфты. Так, соединительная муфта типа МУВП допускает весьма незначительное смещение и перекос осей соединяемых валов. При использовании кулачково-дисковой муфты могут быть допущены большие по величине погрешности, а при наличии муфты с торообразным упругим элементом допускаемые смещения и перекосы осей валов еще более значительны. Следовательно, при необходимости можно подобрать стандартную или сконструировать специальную соединительную муфту и увеличить таким образом значение t_{Σ} , т. е. расширить допуск на смещение и перекосы осей валов соединяемых узлов.

Иногда удается уменьшить число влияющих размеров расчетной схемы введением некоторых конструктивных изменений. Например, по схеме компоновки, показанной на рис. 1.49, *а*, каждая из четырех расчетных схем содержит по три влияющих размера (B_1, B_2 и B_3 ; B'_1, B'_2 и B'_3 ; β_1, β_2 и β_3 ; β'_1, β'_2 и β'_3). Если вывести опорные поверхности плиты в одну плоскость, то влияющие размеры B_2 и β_2 из расчетных схем выпадают. При некоторых условиях такого результата можно достичь и в отношении влияющих размеров B'_2 и β'_2 . Следует заметить, что в этих случаях не только уменьшается число влияющих размеров, но и упрощается конструкция плиты, а также снижается стоимость ее изготовления.

После уточнения величины t_{Σ} и числа влияющих размеров расчетной схемы рассчитывают допуски размеров деталей.

Если значения t_i , полученные расчетом, легко обеспечить при механической обработке деталей, то следует применять схемы компоновки без регулировок и выверок (например, схему на рис. 1.49, а). Если же допуски t_i очень жесткие и не могут быть выдержаны в производстве, то следует использовать схемы компоновки, в которых можно производить выверку положения узлов (например, см. схему на рис. 1.49 з).

Для конкретных изделий и условий производства можно выбрать компоновки, в которой часть требований точности обеспечивают регулировкой, а другую часть — точным изготовлением деталей.

При массовом и крупносерийном производстве, как известно, широко применяют специальное оборудование, специальные приспособления и инструменты. В этих условиях при изготовлении деталей удается выдерживать и сравнительно жесткие допуски.

На сборке ручные операции типа пригонки и регулировок при этом крайне нежелательны, поэтому в массовом и крупносерийном производстве узлы соединяют часто гибкими связями (ремни, цепи, шарнирные муфты — карданные валы, компенсирующие муфты и др.). Если жесткие связи узлов сохраняют, то требуемую точность их относительного положения обеспечивают точным изготовлением деталей, чтобы узлы при их установке занимали точное положение и были лишены свободы перемещения и поворота (см. рис. 1.49, а).

При единичном и мелкосерийном производстве требуемую точность относительного положения узлов преимущественно обеспечивают регулировкой, пригонкой и изготовлением некоторых простых деталей по месту. В этих случаях, желательно, чтобы узлы при установке могли свободно перемещаться и поворачиваться по базовым поверхностям (см. рис. 1.49, з).

Выше были рассмотрены варианты компоновки узлов для простого типового случая. В практике встречаются более сложные схемы компоновки трех и более узлов, к которым могут быть предъявлены различные по характеру и величине требования точности; поэтому обычно возникают различные по сложности задачи нахождения наилучшего варианта компоновочной схемы. Однако изложенные выше принципы и общие указания помогут успешно решить любую компоновочную задачу независимо от ее сложности.

Общая компоновка машин многих типов установлена и оправдана длительной эксплуатацией этих машин. При размерном анализе схема компоновки таких машин не подвергается сомнению. В таких случаях, исходя из существующей схемы компоновки, определяют требования точности и технологические методы ее достижения. Принципиальные изменения, связанные со схемой общей компоновки, в конструкцию машины обычно не вносят.

Но иногда в результате размерного анализа общей компоновки приходится вносить серьезные изменения в конструкцию машины.

Методика размерного анализа деталей сборочных единиц машины принципиально не отличается от методики анализа общей компоновки машины. Этот этап размерного анализа выполняет конструктор узла под руководством ведущего конструктора машины.

При разработке технического проекта конструктор узла выполняет схематизированный чертеж узла в нескольких проекциях и указывает все требования точности относительного положения деталей в проектируемом узле. Как указано ранее, эти требования являются исходными данными, т. е. определяют исходные размеры расчетных схем. После выявления влияющих размеров на схематический вид узла наносят расчетные схемы. Затем рассчитывают ожидаемую суммарную ошибку и устанавливают метод достижения требуемой точности исходного размера. На основании анализа расчетных схем конструктор при необходимости изменяет конструкции отдельных деталей.

§ 13. ПОРЯДОК РАСЧЕТА

Рассмотрим примерную последовательность выполнения расчетов. Для всех случаев определены следующие общие начальные этапы расчета.

1. Выявляют исходные размеры и устанавливают предъявляемые к ним требования точности (t_{Σ} , em_{Σ} , es_{Σ} , ei_{Σ}).

2. Выявляют влияющие размеры.

3. Составляют конструктивные схемы изделия и его составных частей, на которых указывают исходный и влияющие размеры.

4. Определяют коэффициенты C_i влияющих размеров.

5. Определяют или принимают значения коэффициентов относительной асимметрии α и относительного рассеивания K влияющих размеров.

6. По каждой расчетной схеме определяют метод достижения требуемой точности исходного размера.

Если по конструкции изделия для какой-либо расчетной схемы этот метод нельзя определить сразу, то на влияющие размеры такой схемы назначают ориентировочные допуски t_i и определяют приближенное значение расчетного допуска исходного размера по формуле $t'_{\Sigma} = 1,2\sqrt{\sum_i C_i^2 t_i^2}$. Если $t'_{\Sigma} \gg t_{\Sigma}$, то требуемую точность исходного размера следует обеспечивать по методу компенсации, а если $t'_{\Sigma} \approx t_{\Sigma}$ — по методу взаимозаменяемости.

7. Определяют очередность расчета связанных расчетных схем.

8. Увязывают номинальные значения размеров и определяют расчетный номинальный исходный размер Y'_{Σ} .

Последующие этапы зависят от методов расчета и достижения требуемой точности.

Проектный расчет при достижении требуемой точности исходного размера по методу взаимозаменяемости. 1. В зависимости от конструкции изделия, вида расчетной схемы и условий производства выбирают метод проектного расчета из числа следующих (в скобках указана рекомендуемая область применения):

метод попыток (для изделий единичного и мелкосерийного производства);

метод пропорционального влияния (для изделий средне- и крупносерийного производства);

метод экономического обоснования (для изделий массового и автоматизированного производства);

метод равных допусков (при однотипных влияющих размерах, номинальные значения которых мало различаются).

2. При проектном расчете по методу попыток предварительно назначают для каждого влияющего размера допуск t . По формулам (1.22) и (1.23) при необходимости определяют коэффициенты α_{Σ} и K_{Σ} исходного размера.

По формулам § 7 суммируют характеристики влияющих размеров, а по формуле (1.62) определяют расчетный допуск t'_{Σ} исходного размера, который сравнивают с заданным допуском t_{Σ} . Если $t'_{\Sigma} \neq t_{\Sigma}$, то корректируют допуски, влияющих размеров и повторно определяют t'_{Σ} . Результат расчета признают удовлетворительным, если выполняется условие $t'_{\Sigma} \leq t_{\Sigma}$. Для обеспечения этого условия из влияющих размеров выбирают в качестве увязочного наименее ответственный размер детали, допуск которого определяют по формуле (1.67).

3. При других методах проектного расчета вычисляют сумму $\sum_1^{nf} C_i^2 K_i^2 t_i^2$ произведений характеристик влияющих размеров, допуски которых известны.

Задаются ориентировочными значениями допусков остальных размеров и по формулам (1.22), (1.23) определяют ориентировочные значения коэффициентов α_{Σ} и K_{Σ} .

При проектных расчетах по методам пропорционального влияния или равных допусков по формуле (1.76) и (1.77) определяют допуски влияющих размеров. Полученные расчетом допуски округляют. Для окончательной увязки допусков используют увязочный размер, допуск которого определяют по формуле (1.67).

При проектном расчете по методу экономического обоснования строят матрицу (см. табл. 1.11), по которой определяют допуски влияющих размеров. При необходимости по формулам (1.22) и (1.23) определяют уточненные значения коэффициентов α_{Σ} и K_{Σ} , а по формулам (1.81), (1.82) уточненные значения допусков t_i влияющих размеров.

По формуле (1.61) рассчитывают верхнее и нижнее расчетные предельные отклонения исходного размера; при этом вместо ω_{Σ} в формулу подставляют допуск t_{Σ} исходного размера.

Полученные расчетные значения предельных отклонений сравнивают с допускаемыми. Результаты расчета признают удовлетворительными, если выполняются условия $es'_{\Sigma} = es_{\Sigma}$; $ei'_{\Sigma} = ei_{\Sigma}$. Если эти условия не выполняются, то корректируют координаты em влияющих размеров и делают повторный расчет или обеспечивают выполнение условий координатой em_y увязочного размера, которую определяют по формуле (1.66).

Проектный расчет при достижении требуемой точности исходного размера по методу компенсации. 1. На каждый влияющий размер назначают допуски, легко выполнимые в производстве (12—14 квалитетов).

2. Определяют числовые значения коэффициентов α_{Σ} и K_{Σ} исходного размера.

3. По формулам, приведенным в § 7, суммируют характеристики влияющих размеров (включая компенсирующий), а по формулам (1.62) определяют расчетный допуск исходного размера и координату его середины.

4. По формулам (1.87) и (1.89) определяют расчетную координату ct'_k и наибольший предельный размер компенсатора $Y'_{k\max}$.

5. Если выбрана компенсация по методам пригонки или регулировки, то по размеру $Y'_{k\max}$ определяют наибольший необходимый размер компенсатора. Если выбрана компенсация по методу подбора и для этой цели используют набор компенсаторных прокладок, то в формулы (1.90) и (1.91) подставляют расчетные характеристики для всех прокладок набора. Число прокладок принимают ориентировочно. После расчета компенсатора и определения действительного числа прокладок значения t'_Σ и em'_Σ при необходимости уточняют. Если при компенсации по методу регулировки используют зазоры в сопряжениях деталей, то выполняют условие (1.97).

Проверочный расчет. 1. По формулам (1.22) и (1.23) определяют при необходимости значения коэффициентов α_Σ и K_Σ исходного размера.

2. По формулам § 7 суммируют характеристики влияющих размеров, по формулам (1.62) определяют расчетный допуск исходного размера и координату его середины, а по формуле (1.63) — наибольший и наименьший расчетные предельные размеры.

3. Результаты расчетов признают удовлетворительными, если выполняются условия $Y'_{\Sigma\max} \leq Y_{\Sigma\max}$ и $Y'_{\Sigma\min} \geq Y_{\Sigma\min}$ или $Y'_\Sigma = Y_\Sigma$; $em'_\Sigma = em_\Sigma$ и $t'_\Sigma = t_\Sigma$.

Если $em'_\Sigma \neq em_\Sigma$ и $t'_\Sigma \neq t_\Sigma$, то корректируют значения em и t влияющих размеров. Если $t'_\Sigma \gg t_\Sigma$, то в расчетную схему вводят компенсатор.

§ 14. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТОВ

Оформление расчетов производят на ответственные расчетные схемы, определяющие качество работы изделия и его составных частей. Расчеты, состоящие из таблиц и текстовой части, включают затем в комплект конструкторской документации изделия.

Исходные данные и результаты расчета оформляют в виде таблицы; примером ее формы является табл. 1.17.

Таблица 1.17

Размер	С	Характеристики размеров, мм						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	К
		Y_{el}^{es}	em	t	$Y'_{el}{}^{es}$	em'	t'		
15 ↕	15 ↔	35 ↔	15 ↔	15 ↔	35 ↔	15 ↔	15 ↔	10 ↔	10 ↔

Таблица 1.18

Размер	С	Характеристики размеров, мм						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	К
		Y_{ei}^{es}	em	t	$Y'_{ei}{}^{es}$	em'	t'		
A_3	1,2	$40 \begin{matrix} +0,039 \\ -0,025 \\ -0,050 \end{matrix}$	$\begin{matrix} +0,020 \\ -0,037 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,039 \\ 0,025 \end{matrix}$	—	—	—	$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 1,2 \\ 1,2 \end{matrix}$

В графе «Характеристики размеров» записывают номинальные значения размера с предельными отклонениями, средние отклонения и допуски размеров, причем в графе «известные» указывают характеристики размеров, заданные стандартами или заимствованные из других расчетных схем или изделий; в графе «полученные расчетом» записывают расчетные характеристики размеров.

Характеристики размеров деталей, образующих зазоры, записывают в графе «известные» в следующем виде: номинальное значение размера, равное нулю; над чертой — все характеристики размера «отверстия», под чертой — все характеристики размера «вала».

Пример. Сопряжение $d = 40$ мм. Отклонение отверстия $+0,039$ мм, отклонения вала $\begin{matrix} -0,025 \\ -0,050 \end{matrix}$ мм. Коэффициенты $C_3 = 1,2$; $\alpha_a = -0,1$; $\alpha_b = 0,1$; $K_a = 1,2$; $K_b = 1,2$ (табл. 1.18).

На конструктивных схемах изделия и его составных частей приводят расчетные схемы. Линии, изображающие на схемах оси деталей, рекомендуется пояснять текстом.

Текст расчета каждой расчетной схемы располагают в следующем порядке: заголовок расчета; изложение требований точности к исходному размеру; описание некоторых влияющих размеров, смысл которых не вполне ясен из расчетной схемы; определение коэффициентов C , α и K ; выбор метода достижения требуемой точности исходного размера; ход расчета; выводы по результатам расчета.

ТИПОВЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

§ 1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ СООСНОСТИ ВАЛОВ СОЕДИНЯЕМЫХ УЗЛОВ

В ряде случаев при сборке изделий машиностроения вал одного узла вводят в отверстие вала (или детали, установленной на этом валу) другого узла. При этом соединяемые узлы могут быть фиксированы относительно опорных базовых поверхностей. В связи с этим оси вала и отверстия могут быть смещены. Для обеспечения возможности сборки между валом и отверстием должен быть предусмотрен зазор. Возможность сборки вала с отверстием зависит от фактического смещения осей вала и отверстия и фактического зазора между валом и отверстием. Размеры отверстия и вала, а также смещение их осей имеют рассеивание, описываемое каким-либо законом распределения. В связи с этим вероятность вхождения вала в отверстие нужно определять с учетом величины и характера рассеивания размеров вала и отверстия, расстояния между осями вала и отверстия. Иначе говоря, необходимо определить долю зазора, которую можно принять в качестве исходного размера.

На рис. 2.1 показаны соосно расположенные вал и отверстие и графики рассеивания их радиусов, на рис. 2.2 — графики функции $\varphi_1(z)$ плотностей вероятностей радиального зазора между валом и отверстием и функции $\varphi_2(y)$ относительного положения вала по координатной оси y .

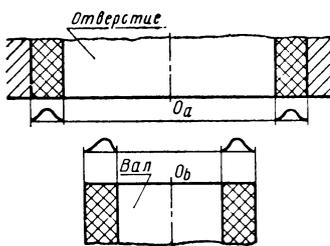


Рис. 2.1

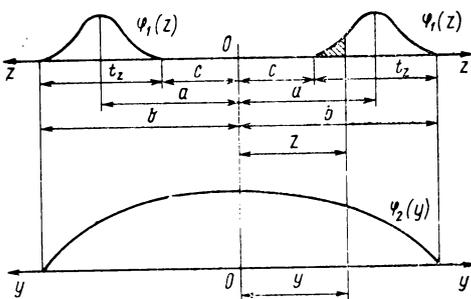


Рис. 2.2

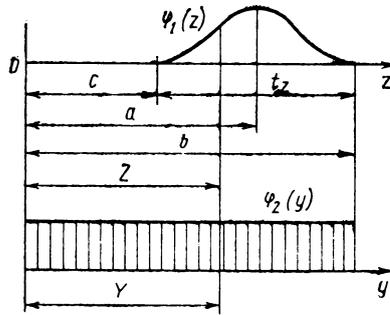


Рис. 2.3

Так как графики симметричны относительно оси $O-O$, то будем рассматривать только правые их части. Вероятность «невхождения» вала в отверстие

$$P_{\text{н}} = \varphi_2(y=z) \int_{-\infty}^z \varphi_1(z) dz.$$

Функция $\varphi_1(z)$ распределения радиального зазора обычно является законом Гаусса, для которого

$$\varphi_1(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_z} e^{-\frac{(z-M_z)^2}{2\sigma_z^2}}.$$

Из рис. 2.2 видно, что $M_z = a$. Примем $t_z = 6$. Тогда $\sigma_z = 1$; $b = a + 3$; $c = a - 3$. После подстановки найдем

$$\varphi_1(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(z-a)^2}{2}\right].$$

Пусть функция $\varphi_2(y)$ равновероятная (рис. 2.3) (наихудший вариант с точки зрения расчета). Для нее $\varphi_2(y) = \frac{1}{b} = \frac{1}{a+3}$. Тогда вероятность нехождения вала в отверстие

$$P_{\text{н}} = \frac{1}{a+3} \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^z \exp\left[-\frac{(z-a)^2}{2}\right] dz.$$

По приведенным формулам для различных значений a вычислены вероятности нехождения вала в отверстие $P_{\text{н}}$ (вероятности несобираемости) и построены графики (рис. 2.4).

Допуск исходного размера

$$t_{\Sigma} = 2\left(Z_m - 0,5t_z + \frac{ut_z}{6}\right).$$

Параметр u в зависимости от заданной или желаемой вероятности нехождения $P_{\text{н}}$ определяют по графику рис. 2.4. Параметр $a = 6Z_m/t_z$.

Пример. Вал одного узла входит в отверстие деталей, находящихся на валу другого узла, по посадке $\varnothing 45H8/d9$. Требуется определить вероятность несобираемости при заданном допуске соосности $t_{\Sigma} = 0,12$ мм ($\pm 0,06$); допуск соосности вала и отверстия при вероятности несобираемости $P_H = 0,03$.

Решение. Для заданного сопряжения $t_a = 0,039$ мм; $t_b = 0,062$ мм; $Em = 0,0185$ мм; $em = -0,111$ мм. Тогда по формулам (1.46), (1.47)

$$t_z = 0,5 \sqrt{t_a^2 + t_b^2} = 0,5 \sqrt{0,039^2 + 0,062^2} = 0,037 \text{ мм};$$

$Z_m = 0,5 (Em - em) = 0,5 (0,0185 + 0,111) = 0,065$ мм. Для использования графиков определим для заданного сопряжения параметр

$$a = \frac{6Z_m}{t_z} = \frac{6 \cdot 0,065}{0,037} = 10,5.$$

Из формулы для t_{Σ} находим параметр

$$u = (6/t_z) [0,5 (t_{\Sigma} + t_z) - Z_m] = (6/0,037) [0,5 (0,12 + 0,037) - 0,065] = 2,2.$$

По графику (см. рис. 2.4) для $a = 10,5$ и $u = 2,2$ находим вероятность несобираемости $P_H = 0,016$.

При $P_H = 0,03$ по графику $u = 2,7$. Тогда допуск соосности

$$t_{\Sigma} = 2 \left(Z_m - 0,5 t_z + \frac{u t_z}{6} \right) = 2 \left(0,065 - 0,5 \cdot 0,037 + \frac{2,7 \cdot 0,037}{6} \right) = 0,126 \text{ мм}.$$

В общем случае относительное расположение двух узлов, установленных на общей плите, описывается пятью расчетными схемами. Ниже приведены примеры расчета для наиболее типовой компоновочной схемы. Аналогично можно рассчитать допуски и для любого другого расположения узлов.

Примеры расчета

Валы электродвигателя 4A160S6 (рис. 2.5, поз. 1) и редуктора 2, установленных на плите 3, соединяются муфтой упругой со звездочкой 250,00-42-2 (ГОСТ 14084—76). Для этой муфты наибольшее смещение осей валов в любом направлении допускается до 0,4 мм, угол перекоса до 1° ; следовательно, допуск радиального смещения 0,8 мм, допуск перекоса 2° .

1. Точность расположения осей валов в вертикальной плоскости.

Для ограничения сил, действующих со стороны муфты на концы валов, в качестве общего допуска исходного размера примем величину, равную 70% от допуска смещения, $t_{\Sigma} = 0,7 \cdot 0,8 = 0,56$ мм. Пусть при сборке узлов смещение осей валов в горизонтальной плоскости не превышает 0,2 мм; при этом допуск смещения осей валов в горизонтальной плоскости $t_{\Sigma\Gamma} = 2 \cdot 0,2 = 0,4$ мм. Тогда допуск $t_{\Sigma\text{В}}$ смещения осей валов в вертикальной плоскости $t_{\Sigma\text{В}} = \sqrt{t_{\Sigma}^2 - t_{\Sigma\Gamma}^2} = \sqrt{0,56^2 - 0,4^2} \approx 0,4$ мм.

Так как предельные отклонения исходного размера симметрично расположены относительно номинального значения, то окончательно принимаем в качестве исходных данных $A_{\Sigma} = 0 \pm 0,2$ мм; $em_{\Sigma\text{В}} = 0$; $t_{\Sigma\text{В}} = 0,4$ мм. В расчетной схеме размер A_1 — расстояние от оси вала электродвигателя до опорной поверхности. В нашем примере $A_1 = 160$ мм. По ГОСТ 8592—79 предельные отклонения этого размера равны $0/-0,5$ мм. Следовательно, на размер A_1 допуск $t_1 = 0,5$ мм.

Предельные отклонения размера A_4 (расстояние от оси вала редуктора до опорной поверхности) установлены ГОСТ 16162—78 и составляют $0/-0,5$ мм при $A_4 = 220$ мм; тогда $t_4 = 0,5$ мм. Допуски размеров A_1 и A_4 больше допуска исходного размера, поэтому требуемую точность исходного размера следует обеспечивать по методу компенсации. Обычно в качестве компенсатора применяют прокладки, которые устанавливают под электродвигатель.

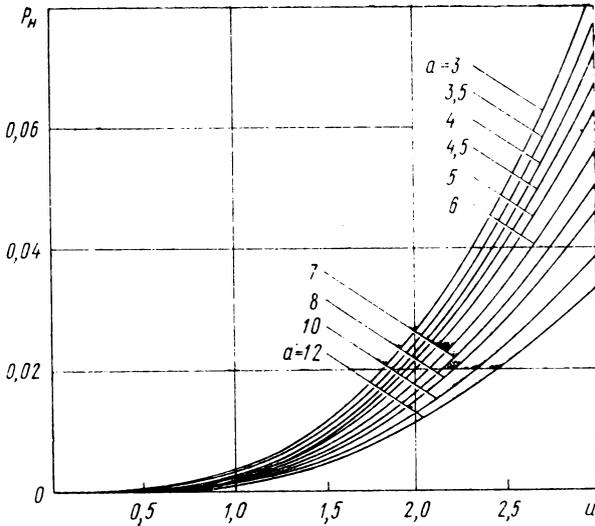


Рис. 2.4

Так как точность исходного размера обеспечивается компенсатором, назначим на размеры A_2 и A_3 предельные отклонения по IT11 (см. гл. I, § 9) $A_2 = 5_{-0,075}$ мм; $A_3 = 55 \pm 0,095$ мм. Расчетные данные занесем в табл. 2.1. Уравнение номинальных размеров имеет вид

$$A_{\Sigma} = 160 + 5 + 55 - 220 = 0.$$

Следовательно, номинальные размеры увязаны.

Так как у влияющих размеров A_1 и A_4 , имеющих доминирующие допуски, $\alpha_i = 0$, то принимаем $\alpha_{\Sigma} = 0$.

По формуле (1.23) найдем

$$K_{\Sigma} = 1 + \frac{0,55}{0,5 + 0,075 + 0,19 + 0,5} (\sqrt{1,2^2 (0,5^2 + 0,075^2 + 0,19^2 + 0,5^2)} - \sqrt{0,5^2 + 0,075^2 + 0,19^2 + 0,5^2}) \approx 1,06.$$

Таблица 2.1

Размер	C	Характеристики и размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{ei}^{es}	em	t	$Y_{ei}'^{es}$	em'	t'		
A_{Σ}	—	$0 \pm 0,2$	0	0,4	—	—	—	0	1,06
A_1	1	$160_{-0,5}$	-0,25	0,5	—	—	—	0	1,2
A_2	1	—	—	—	$5_{-0,075}$	-0,037	0,075	0,1	
A_3	1	—	—	—	$55 \pm 0,095$	0	0,190	0	
A_4	-1	$220_{-0,5}$	-0,25	0,5	—	—	—	0	

По формулам (1.19) и (1.21)

$$em'_\Sigma = 1(-0,25 + 0 \cdot 0,5) + 1(-0,037 + 0,1 \cdot 0,075) + 1(0 + 0) - \\ - 1(-0,25 + 0) = -0,03 \text{ мм};$$

$$t'_\Sigma = \frac{1,2 \sqrt{0,5^2 + 0,075^2 + 0,19^2 + 0,5^2}}{1,06} = 0,83 \text{ мм}.$$

По формуле (1.87) среднее отклонение компенсатора $em'_K = \frac{1}{1} [0 - (-0,03)] = 0,03 \text{ мм}$.

Точность шлифования компенсаторной прокладки можно принять $\omega_K = 0,05 \text{ мм}$. При этом условии (1.88) выполняется ($0,05 < 0,2$). Наибольший расчетный размер компенсатора [см. (1.89)]

$$Y'_{K \max} = 5 + 0,03 + 0,5 \frac{0,83}{1} \approx 5,445 \text{ мм}.$$

На чертеже прокладки, используемой в дальнейшем в качестве компенсатора, проставляем размер $5,5_{-0,075}$ мм. Вместо одной толстой прокладки можно использовать набор тонких прокладок одинаковой толщины. В этом случае предварительное значение суммарной толщины прокладок (размер A_2) определим по условию (1.95): $Y_K \approx \frac{0,5 \cdot 0,83}{1} = 0,415 \approx 0,4 \text{ мм}$.

Для того чтобы удовлетворялось уравнение номинальных размеров, A_3 следует увеличить на 4,6 мм, приняв его равным 59,6 мм. Условие (1.96) $em'_\Sigma \approx em_\Sigma$ выполняется, поэтому предельные отклонения влияющих размеров оставляем без изменения.

Из предыдущих расчетов $em'_K = 0,03 \text{ мм}$; $t'_\Sigma = 0,83 \text{ мм}$. Наибольший расчетный размер компенсатора в этом случае $Y'_{K \max} = 0,4 + 0,03 + 0,5 \frac{0,83}{1} \approx 0,845 \text{ мм}$. Примем толщину прокладки в соответствии с формулой (1.90) $h \leq 0,4 \text{ мм}$. Тогда общее число прокладок в наборе (1.91) $m \geq \frac{0,845}{0,4} \geq 2$.

Если применять набор прокладок разной толщины, то толщину первой самой тонкой прокладки определяют по соотношению (1.90): $h_1 = 0,4 \text{ мм}$. Толщину других прокладок находят по формулам (1.92): $h_2 = 0,8 \text{ мм}$. При этом толщину последней самой толстой прокладки набора определяют по формуле (1.93): $h_m \geq 0,5 \cdot 0,845 \geq 0,42 \text{ мм}$. Для найденного набора прокладок проверяют выполнение условия (1.94): $0,4 + 0,8 > 0,845$.

2. Точность углового расположения осей валов в вертикальной плоскости.

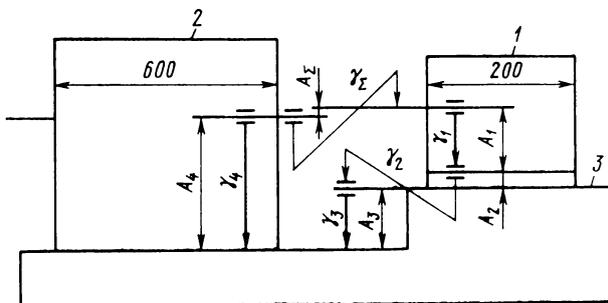


Рис. 2.5

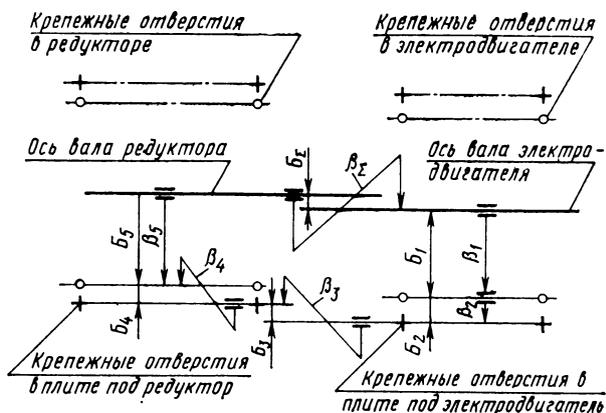


Рис. 2.6

Как установлено выше, допуск перекоса осей 2° . Примем, как и в предыдущем случае, в качестве общего допуска исходного размера величину, равную 70% от допуска перекоса осей валов, $t_{\Sigma} = 0,7 \cdot 2 = 1,4^\circ$. Длина дуги на радиусе 100 мм при таком перекосе

$$t_{\Sigma} = \frac{1,4 \cdot 100}{57} = 2,5 \text{ мм.}$$

При нормальной точности сборки узлов нетрудно обеспечить параллельность осей валов в горизонтальной плоскости с отклонениями $\pm 0,6/100$ мм/мм. Следовательно, допуск перекоса осей в горизонтальной плоскости $t_{\Sigma\Gamma} = = 1,2/100$ мм/мм.

Допуск исходного размера в вертикальной плоскости

$$t_{\Sigma\text{В}} = \sqrt{t_{\Sigma}^2 - t_{\Sigma\Gamma}^2} = \sqrt{2,5^2 - 1,2^2} = 2,2/100 \text{ мм/мм.}$$

Предельные отклонения размера γ_1 (см. рис. 2.5) по ГОСТ 8592—79 $0,15/100$ мм/мм, размера γ_4 по ГОСТ 16162—78 $0,1/100$ мм/мм.

Примем предварительно, что отклонение от параллельности поверхностей остальных деталей схемы численно равно допуску размера на длине детали: $t_2 = = 0,08/200$ мм/мм; $t_3 = 0,2/600$ мм/мм. Тогда допуски параллельности, отнесенные к длине 100 мм, для всех влияющих размеров: $t_1 = 0,3$ мм; $t_2 = 0,04$ мм; $t_3 = 0,03$ мм; $t_4 = 0,2$ мм. Суммирование этих допусков по методу max—min дает результат $t'_{\Sigma} = 0,3 + 0,04 + 0,03 + 0,2 = 0,57/100$ мм/мм. Полученная величина значительно меньше допускаемой ($2,2/100$ мм/мм). Следовательно, необходимая параллельность осей валов в вертикальной плоскости легко может быть обеспечена без применения компенсаторов.

3. Соосность осей валов в горизонтальной плоскости.

На рис. 2.6 приведена схема расположения крепежных отверстий для установки электродвигателя и редуктора на плите.

При достаточно большом выпуске изделий крепежные отверстия в опорной плоскости редуктора и в плите сверлят в приспособлениях или на станках с числовым программным управлением (ЧПУ). В этом случае на координаты крепежных отверстий в деталях изделия назначают предельные отклонения.

Исходным размером B_{Σ} является расстояние между осями валов в горизонтальной плоскости. По условию для примера на с. 93 $B_{\Sigma} = 0 \pm 0,2$ мм; $et_{\Sigma\Gamma} = = 0$ мм; $t_{\Sigma\Gamma} = 0,4$ мм.

Влияющие размеры B_1 и B_5 — расстояния от осей валов электродвигателя и редуктора до линий расположения крепежных отверстий в лапах двигателя и

Таблица 2.2

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{el}^{es}	em	t	$Y'_{el}{}^{es}$	em'	t'		
B_2	—	$0 \pm 0,2$	0	0,4	—	—	—	0	1,0
B_1	—1	—	—	—	$140 \pm 0,5$	0	1,0	0	1,0
B_3	—1	$\varnothing 15/M14$	—	—	—	—	—	—	—
B_3	1	—	—	—	$30 \pm 0,14$	0	0,28	0	1,2
B_4	1	$\varnothing 22/M20$	—	—	—	—	—	—	—
B_5	1	—	—	—	$110 \pm 0,5$	0	1,0	0	1,0

корпуса редуктора — величины комплексные. Они включают погрешности изготовления корпусных деталей, стаканов, щитов электродвигателя, а также погрешности изготовления колец подшипников качения и зазоры в сопряжениях деталей.

Размеры B_2 и B_4 определяются несовпадением осей крепежных отверстий в электродвигателе и плите, в редукторе и плите. Размер B_3 — расстояние между линиями расположения крепежных отверстий в плитах для электродвигателя и редуктора.

Точность исходного размера можно обеспечить перемещением редуктора и электродвигателя по плоскости их прилегания к плите в пределах зазоров между болтами и стенками крепежных отверстий деталей.

Устанавливаем на влияющие размеры предельные отклонения $B_1 = 140 \pm \pm 0,5$ мм; $B_5 = 110 \pm 0,5$ мм. Детали с размерами B_2 и B_4 используем в качестве компенсаторов. Величины зазоров заносим в расчетную табл. 2.2.

По ГОСТ 14140—69 часть этого зазора рекомендуется использовать на компенсацию отклонений координат крепежных отверстий. Оставшуюся часть зазора используют для выверки положения узлов. Распределение общего зазора между этими двумя частями выполняет конструктор.

Итак, зазор, который используют для компенсации отклонений координат, $Z' = aZ$, где a — коэффициент; $Z = d_a - d_b$ — зазор между отверстием и стержнем винта. Примем $a = 0,4$. Тогда наименьший зазор $Z' = 0,4 \cdot 1 = 0,4$ мм. Для крепления соединяемых узлов к плите винтами (соединение типа Б) расчетное предельное смещение осей отверстий по ГОСТ 14140—69 $\Delta_{расч} = 0,25Z' = 0,25 \cdot 0,4 = 0,1$ мм. По табл. 2 этого стандарта предельные отклонения размеров координат равны $\pm 0,14$ мм. Следовательно, $B_3 = 30 \pm \pm 0,14$ мм.

Так как для размеров B_1 и B_5 , имеющих доминирующие допуски, $K_i = 1,0$, то примем $K_\Sigma = 1,0$.

Для всех влияющих размеров $em_i = 0$ и $\alpha_i = 0$. Тогда $em'_\Sigma = 0$, $\alpha_\Sigma = 0$. По формуле (1.21) расчетный допуск

$$t'_\Sigma = \frac{1 \sqrt{1,0^2 \cdot 1,0^2 + 1,2^2 \cdot 0,28^2 + 1,0^2 \cdot 1,0^2}}{1} = 1,45 \text{ мм.}$$

Как видно, расчетный допуск исходного размера ($t'_\Sigma = 1,45$ мм) значительно превосходит заданный ($t_{\Sigma T} = 0,4$ мм), поэтому необходимую точность расположения осей валов можно достичь использованием компенсаторов — зазор между стержнем винта и отверстием.

Зазор, который можно использовать для выверки положения электродвигателя,

$$Z_3^* = (1-a) Z_3 = (1-0,4) 1 = 0,6 \text{ мм};$$

то же для редуктора

$$Z_p^* = (1-a) Z_p = (1-0,4) 2 = 1,2 \text{ мм}.$$

Суммарный зазор, получаемый при смещении электродвигателя и редуктора ($0,6 + 1,2 = 1,8$ мм), превышает расчетный допуск исходного размера ($t_2^* = 1,45$ мм) и, следовательно, обеспечивает получение исходного размера B_2 в заданных пределах.

4. Точность углового расположения осей валов в горизонтальной плоскости.

На расчетной схеме (рис. 2.6) обозначены отклонения от параллельности: β_2 — осей валов электродвигателя и редуктора в горизонтальной плоскости; β_1 — оси вала электродвигателя и линии расположения крепежных отверстий; β_2 — линий расположения крепежных отверстий в электродвигателе и плите; β_3 — линий расположения крепежных отверстий в плите под электродвигатель и редуктор; β_4 — линий расположения крепежных отверстий в плите и редукторе; β_5 — оси вала редуктора и линии расположения крепежных отверстий.

В примере на с. 95 отклонение от параллельности осей валов электродвигателя и редуктора в горизонтальной плоскости принято равным $\pm 0,6/100$ мм/мм. Следовательно, допуск исходного размера $t_{2\Gamma} = 1,2/100$ мм/мм.

Отклонения от параллельности размеров β_1 , β_3 и β_5 могут быть в пределах допуска на размеры B_1 , B_3 и B_5 , т. е. $\beta_1 = \pm 0,5/156$ мм/мм; $\beta_3 = \pm 0,14/500$ мм/мм; $\beta_5 = \pm 0,5/500$ мм/мм, где 156 мм и 500 мм — расстояния между осями крепежных отверстий в электродвигателе, плите и редукторе. После приведения допусков к длине 100 мм получим $t_1 = 0,64$ мм; $t_3 = 0,06$ мм; $t_5 = 0,2$ мм.

Арифметическая сумма $t_2^* = 0,64 + 0,06 + 0,2 = 0,9$ мм, что не превышает допускаемой величины ($t_{2\Gamma} = 1,2/100$ мм/мм). При вероятностном суммировании расчетный допуск исходного размера t_2^* еще меньше.

Следовательно, суммарное воздействие влияющих размеров β_1 , β_3 и β_5 таково, что требуемая точность исходного размера может быть обеспечена методом взаимозаменяемости (без применения компенсаторов).

Размеры β_2 и β_4 — отклонения от параллельности линий расположения центров крепежных отверстий, вызванные зазорами между винтами и отверстиями. За счет этих зазоров можно при необходимости поворачивать при сборке электродвигатель и редуктор для достижения требуемой параллельности осей валов.

5. Точность расположения валов в осевом направлении.

В рассматриваемом примере валы электродвигателя и редуктора соединяются муфтой упругой со звездочкой 250,00-42-2 (ГОСТ 14084—76). В стандарте не приведена величина допускаемого смещения полумуфт в осевом направлении. Однако известно, что упругий элемент (резиновая звездочка) имеет высокую жесткость, поэтому возможная при сборке деформация упругого элемента в осевом направлении вызовет появление осевой нагрузки подшипников соединяемых валов и затруднит сборку. Для ограничения осевых сил, появляющихся при сборке, прием допускаемое осевое смещение валов в пределах $\pm 0,15$ мм, следовательно, допуск смещения 0,3 мм. Так как предельные отклонения исходного размера симметрично расположены относительно номинального значения, то окончательно принимаем в качестве исходных данных (табл. 2.3) $B_2 = 0 \pm 0,15$ мм; $et_2 = 0$; $t_2 = 0,3$ мм.

Для удобства дальнейших расчетов в качестве исходного размера B_2 прием расстояние между торцом полумуфты и дистанционным кольцом (рис. 2.7) на валу электродвигателя. Влияющие размеры расчетной схемы B_2 и B_6 — это расстояния от торцов заплечиков валов электродвигателя и редуктора до осей крепежных отверстий в лапах электродвигателя и редуктора. Размеры B_2 и B_6 комплексные, так как включают погрешности изготовления валов, подшипников, крышек, корпусов. Размеры B_3 и B_5 — позиционные отклонения осей

Таблица 2.3

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{ei}^{es}	em	t	Y'_{ei}^{es}	em'	t'		
B_{Σ}	—	$0 \pm 0,15$	0	0,3	—	—	—	0	1,0
B_1	-1	—	—	—	$28_{-0,13}$	-0,065	0,13	0,1	1,2
B_2	-1	$108 \pm 2,0$	0	4,0	—	—	—	0	1,0
B_3	1	$\varnothing 15/M14$	—	—	—	—	—	—	—
B_4	1	—	—	—	$511 \pm 0,14$	0	0,28	0	1,2
B_5	1	$\varnothing 22/M20$	—	—	—	—	—	—	—
B_6	-1	—	—	—	$180 \pm 0,8$	0	1,6	0	1,0
B_7	-1	$195 \pm 1,45$	0	2,9	—	—	—	0	1,0

крепёжных отверстий в электродвигателе и плите, в редукторе и плите; B_4 — расстояние между осями крепёжных отверстий в плите для электродвигателя и редуктора; B_7 — влияющий размер муфты (тоже комплексный, так как включает погрешности изготовления деталей муфты); для рассматриваемой муфты (по ГОСТ 14084—76) $B_7 = 195 \pm 1,45$ мм.

Предельные отклонения размера B_2 установлены по ГОСТ 8592—79; для данного примера $B_2 = 108 \pm 2,0$ мм.

Так как допуски на размеры B_7 и B_2 значительно превышают допуск исходного размера, то требуемая точность должна быть обеспечена по методу компенсации. Примем предварительно в качестве компенсатора дистанционное кольцо и на размер B_1 назначим предельные отклонения по h11; $B_1 = 28_{-0,13}$ мм.

Размеры B_3 и B_5 — зазоры между винтами и стенками отверстий. Эти зазоры также можно использовать для компенсации. Проверим номинальные размеры: $B_{\Sigma}' = B_4 - B_1 - B_2 - B_6 - B_7 = 511 - 28 - 108 - 180 - 195 = 0$ мм. Так как для размеров B_2 и B_7 с доминирующими допусками коэффициенты $\alpha_i = 0$ и $K_i = 1,0$, то $\alpha_{\Sigma} = 0$ и $K_{\Sigma} = 1,0$.

По формулам (1.19), (1.21)

$$em'_{\Sigma} = -1 (-0,065 + 0,1 \cdot 0,13) = 0,052 \text{ мм};$$

$$t'_{\Sigma} = \frac{1}{1} \sqrt{1,2^2 \cdot 0,13^2 + 1^2 \cdot 4^2 + 1,2^2 \cdot 0,28^2 + 1^2 \cdot 1,6^2 + 1^2 \cdot 2,9^2} = 5,2 \text{ мм}.$$

Расчетный допуск исходного размера $t'_{\Sigma} = 5,2$ мм значительно превышает заданное значение $t_{\Sigma} = 0,3$ мм. Как определено в примере на с. 97, суммарный зазор, который можно использовать для выверки положения узлов, равен 1,8 мм. Это недостаточно для достижения точности исходного размера, поэтому необходимо введение дополнительного компенсатора, обеспечивающего возможность сборки при оставшейся части расчетного допуска $5,2 - 1,8 = 3,4$ мм. Таким компенсатором может быть дистанционное кольцо (размер B_1). Окончательный размер этого кольца следует определять по результатам измерений при сборке.

По формуле (1.87) $em'_{K} = \frac{1}{-1} (0 - 0,052) = 0,052$ мм. Наибольший расчет-

ный размер компенсатора (1.89) $Y'_{K \text{ макс}} = 28 + 0,052 + 0,5 \frac{3,4}{1} = 29,75$ мм.

На чертеже дистанционного кольца проставляют размер 29,9_{-0,13} мм.

В ряде случаев для повышения компенсирующей способности можно увеличивать диаметр крепёжного отверстия в лапе редуктора. Зазор, который не-

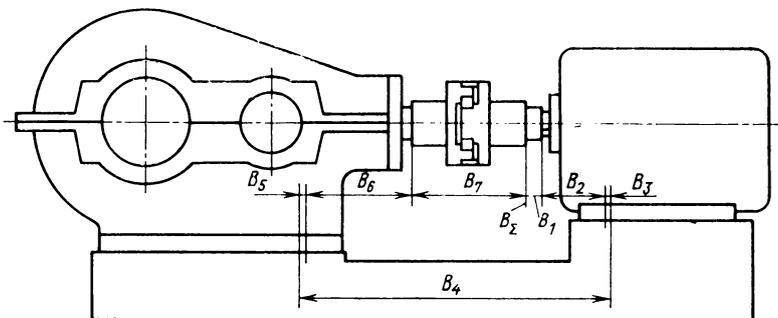


Рис. 2.7

обходимо использовать для выверки положения редуктора, $Z_p^n = 5,2 - 0,6 = 4,6$ мм. Тогда зазор между стержнем винта и стенкой отверстия в лапе ре-

дуктора должен быть не менее $Z = \frac{Z_p^n}{1-a} = \frac{4,6}{1-0,4} = 7,67$ мм.

Основываясь на результатах вычислений для расчетных схем, приведенных на рис. 2.5 и 2.7, составлена табл. 2.4, в которой приведены возможные смещения валов двух узлов, установленных на общей плите. В табл. 2.4 указаны смещения: Δ_Σ — суммарное (в вертикальной и горизонтальной плоскостях) радиальное; γ_Σ — суммарное (в вертикальной и горизонтальной плоскостях) угловое; ω_Σ — осевое.

Таблица 2.4

Параметр	Сборка без подкладок		Сборка с подкладками при точности сборки	
			нормальной	повышенной и высокой
Δ_Σ , мм	0,85*	1,7**	0,3* 0,7**	0,05...0,15
γ_Σ , мм/мм	0,6/100		0,05/100...0,25/100	
ω_Σ , мм	Без выверки осевого положения узлов		С выверкой осевого положения узлов	
	±3		±0,01...±0,5	

* При A_1 и A_4 до 250 мм.
 ** При A_1 и A_4 свыше 250 до 630 мм.

§ 2. ТОЧНОСТЬ ПОЛОЖЕНИЯ И ВРАЩЕНИЯ ВАЛА

Многие изделия машиностроения (такие, например, как редукторы, коробки скоростей и подач станков, коробки отбора мощности и др.) имеют выступающие из корпуса концы валов или шпинделей. Схема одного из таких узлов приведена на рис. 2.8.

Оси вращения валов, а также их некоторые поверхности должны отвечать определенным требованиям точности. В общем случае эти требования сводятся к следующим:

точность расстояния от оси вращения вала до базовой линии в вертикальной плоскости (B);

то же, в горизонтальной плоскости (B');

параллельность оси вращения вала базовой линии в вертикальной плоскости (β);

то же, в горизонтальной плоскости (β');

точность расстояния от торца вала до базовой точки (линии, плоскости) (B);

радиальное биение базовой поверхности вала (P);

осевое биение базовой поверхности вала (O).

Большей частью на исходные размеры этих схем влияют погрешности подшипниковых опор.

Чаще всего наружные кольца подшипников, устанавливаемые в корпусе, не вращаются; вращаются вместе с валом внутренние кольца.

Основными погрешностями подшипников качения, влияющими на точность положения и вращения вала, являются радиальные биения (разностенность) внутренних и наружных колец. При наличии разностенности вал приобретает биение, а ось вращения вала относительно оси расточек корпуса смещается.

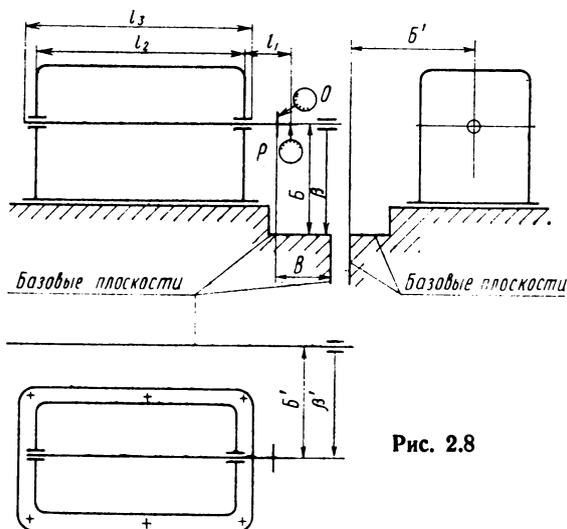


Рис. 2.8

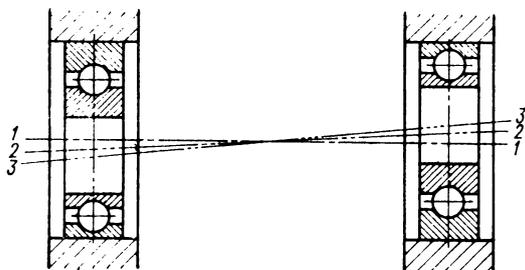


Рис. 2.9

Известно, что радиальное биение наружных колец подшипников (в случаях, когда они неподвижны) вызывает изменение положения оси вращения вала, а радиальное биение внутренних колец — только биение вала при его вращении.

На рис. 2.9 приведена схема установки вала в двух подшипниках (по одному в каждой опоре) при наличии разностенности наружных и внутренних колец. Ось 1—1 проведена через геометрические центры отверстий корпусной детали. Ось 2—2 проходит через геометрические центры дорожек качения наружных колец подшипников. Если пренебречь погрешностью изготовления тел качения и зазорами в подшипнике, то можно считать, что геометрические центры дорожек качения наружного и внутреннего колец совпадают, поэтому ось 2—2 является осью вращения вала. Ось 3—3 соединяет геометрические центры отверстий внутренних колец подшипников и является, следовательно, геометрической осью вала. При вращении вала ось 3—3 непрерывно изменяет свое положение, вращаясь относительно оси 2—2 и вызывая тем самым биение вала.

При направлении смещений центров дорожек качения наружных колец по одной образующей вала и одинаковой их величине ось вращения смещается параллельно оси отверстий корпуса, при направлении смещений по разным образующим ось вращения располагается под углом к осям отверстий.

При направлении смещений центров дорожек качения внутренних колец по одной образующей вала и одинаковой их величине биение конца вала меньше, чем при направлении смещений по разным образующим.

Радиальное биение колец подшипников — векторная случайная величина. Она является функцией двух случайных величин: смещения центров наружной и внутренней поверхностей кольца, а также угла между направлениями этого смещения и исходного размера.

В ряде случаев вращающиеся валы располагают на двух опорах качения, одна из которых выполнена в виде двух близко расположенных подшипников, а вторая состоит из одного подшипника (рис. 2.10, а и б).

Величина влияния погрешности наружных колец подшипников на положение оси вращения вала является случайной, так как зависит

от случайного относительного положения в корпусе наружных колец обоих подшипников и от их радиального биения. Здесь, следовательно, случайная величина является функцией не двух, а трех случайных величин.

Рассмотрим схему влияния погрешностей двух близко расположенных подшипников качения одного класса точности. На рис. 2.10, *в* точки *A* и *B* соответствуют положениям, в которые стремятся переместить ось вала смещения осей Y_1 и Y_2 подшипников. Для подшипников одного класса точности $Y_1 = Y_2 = Y$. В общем случае относительное расположение точек *A* и *B*, определяемое углом φ в пределах от 0 до 2π , равновероятно. В результате совместного воздействия двух подшипников ось вращения вала будет проходить через точку *B*, характеризующуюся результирующей погрешностью двух подшипников одной опоры Y_0 . Таким образом, случайная величина Y_0 есть функция двух случайных величин: Y и φ . Для рассмотрения влияния биения неподвижных колец на исходный размер, расположенный параллельно оси Ox , необходимо определить проекцию Y_0 на эту ось: $Y_{0x} = Y_0 \cos \theta$. Поскольку θ также случайная величина, то искомая величина Y_{0x} является функцией трех случайных величин.

Как следует из приведенных рассуждений, для двух подшипников одной опоры наименьшая суммарная погрешность минимальна при $\varphi = 180^\circ$ (см. рис. 2.10, *а*).

При выводе расчетных зависимостей следует использовать теоремы теории вероятностей о среднем значении и дисперсии произведе-

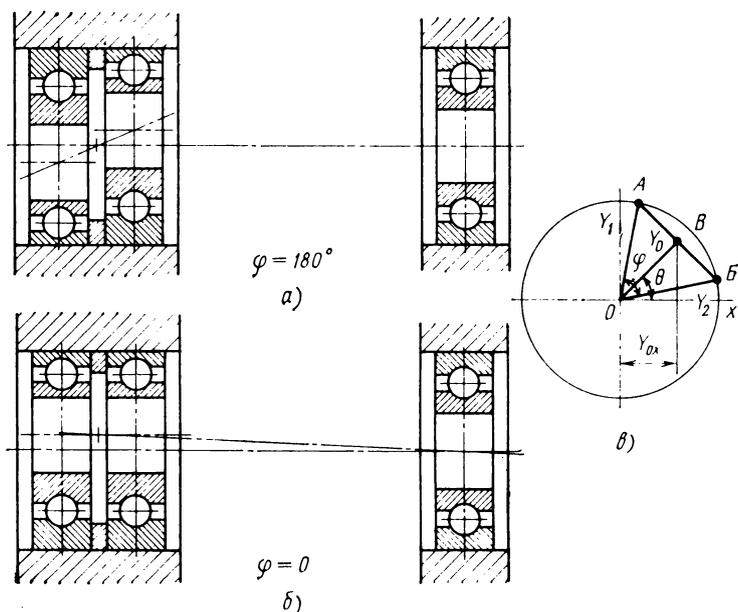


Рис. 2.10

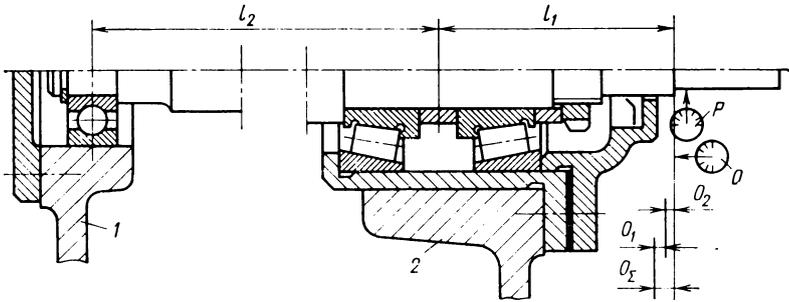


Рис. 2.11

ния случайных величин (см. табл. 1.1). Сравнивая полученные зависимости, можно заметить, что дисперсия векторных ошибок, являющихся функцией не двух, а трех случайных величин, отличается от дисперсии обычных векторных ошибок коэффициентом 0,5; поэтому при суммировании векторных ошибок в расчетную формулу перед обозначениями погрешности подобного вида следует вводить коэффициент 0,5. Следовательно, характеристики смещения осей наружных колец для опоры, состоящей из двух близко расположенных подшипников, нужно подставлять в расчетную формулу в виде $C_i^2 K_i^2 0,5 t_i^2$, а для опоры из одного подшипника — в виде $C_i^2 K_i^2 t_i^2$.

Рассмотрим более подробно расчеты, выполняемые для обеспечения точности положения и вращения, на примере конструктивной схемы вала с опорами по рис. 2.11. Подшипник опоры 1 установлен непосредственно в корпусе. Опора 2 состоит из двух подшипников, заключенных в стакан.

Схемы B , B' , β и β' связаны общими размерами (рис. 2.12). Ниже приведены расчеты схем B , β , P и O в общем виде. Расчет схем B' и β' не дан, так как не отличается от расчета схем B и β .

Расчетная схема B определяет точность расстояния от оси вращения вала до базовой плоскости в вертикальной плоскости. Влияющими размерами (рис. 2.12, а) являются: B_1 — расстояние между базовой и опорной плоскостями плиты (рамы); B_2 — расстояние от опорной плоскости корпуса до общей оси отверстий под опоры вала; $B_3 \beta_3$ — смещение центра дорожки качения с оси наружной поверхности подшипника опоры 2 (см. рис. 2.11); $B_4 \beta_4$ — то же, для подшипника опоры 1; $B_5 \beta_5$ — смещение осей наружной и внутренней цилиндрических поверхностей стакана.

Если базовая плоскость совпадает с опорной или отсутствует стакан, размер B_1 или B_5 из расчетной схемы выпадает.

Коэффициенты приведения

$$C_1 = C_2 = 1; \quad C_3 = C_5 = -\frac{l_1 + l_2}{l_2}; \quad C_4 = -\frac{l_1}{l_2},$$

где l_1 — длина выступающего конца вала; l_2 — расстояние между опорами вала.

Размеры B_1 и B_2 (см. рис. 2.12) являются скалярными величинами, а B_3 , B_4 и B_5 — векторными. Для векторных величин $K_v = 0,75$. Допуски размеров B_3 и B_4 , относящиеся к подшипникам, заданы. Так как все $em_i = 0$ и $\alpha_i = 0$, то $em'_2 = 0$ и $\alpha_2 = 0$. Коэффициент K_2 вычисляют по формуле (1.23).

По формулам (1.31) и (1.33)

$$K_{\Sigma s}^2 t_{\Sigma s}^2 = K_1^2 t_1^2 + K_2^2 t_2^2;$$

$$K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 = 0,75^2 \left[\left(\frac{l_1 + l_2}{l_2} \right)^2 0,5 t_3^2 + \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 t_4^2 + \left(\frac{l_1 + l_2}{l_2} \right)^2 t_5^2 \right],$$

где t_3 , t_4 , t_5 — допуски соосности поверхностей деталей.

Если опора 2 состоит из одного подшипника, то коэффициент 0,5 перед t_3 выпадает.

По формуле (1.60) получим $t'_2 = \frac{1}{K_2} \sqrt{K_{\Sigma s}^2 t_{\Sigma s}^2 + K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2}$.

Расчетная схема β определяет параллельность оси вращения вала базовой линии в вертикальной плоскости.

Влияющие размеры: β_1 — отклонение от параллельности опорной и базовой плоскостей плиты; β_2 — отклонение от параллельности общей оси отверстий под опоры вала в корпусе опорной плоскости; $\beta_3 B_3$, $\beta_4 B_4$, $\beta_5 B_5$ — то же, что в расчетной схеме B . Если базовая плоскость совпадает с опорной или если отсутствует стакан, то размер β_1 или β_5 из расчетной схемы выпадает.

Обозначим через l_0 условную длину, к которой отнесен допуск исходного размера. Если предельные отклонения размеров β_1 и β_2 симметричны относительно номинала, то знаки при их коэффициентах приведения принимают положительными. Знаки коэффициентов приведения векторных размеров β_3 , β_4 и β_5 также положительны.

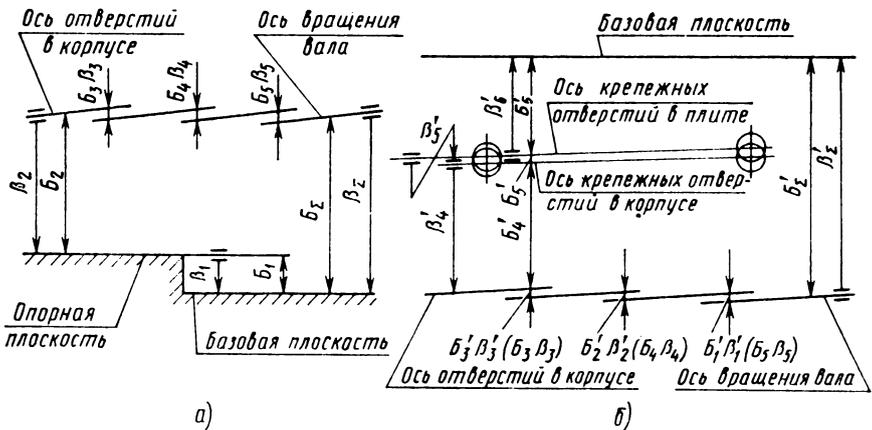


Рис. 2.12

Тогда

$$C_1 = \frac{l_0}{L}; \quad C_2 = \frac{l_0}{l_3}; \quad C_3 = C_4 = C_5 = \frac{l_0}{l_2},$$

где L — длина, к которой отнесена погрешность размера β_1 ; l_3 — то же, для размера β_2 (обычно расстояние между наружными торцами отверстий в корпусе под опоры вала).

По формулам (1.31) и (1.33) соответственно для скалярных и векторных величин

$$K_{\Sigma_s}^2 t_{\Sigma_s}^2 = \left(\frac{l_0}{L}\right)^2 K_1^2 t_1^2 + \left(\frac{l_0}{l_3}\right)^2 K_2^2 t_2^2;$$

$$K_{\Sigma_v}^2 t_{\Sigma_v}^2 = \left(\frac{l_0}{l_2}\right)^2 \theta, 75^2 (0,5t_3^2 + t_4^2 + t_5^2).$$

Если опора 2 состоит из одного подшипника, то коэффициент 0,5 перед t_3 выпадает.

Остальные расчетные формулы для этого случая имеют тот же вид, что и для предыдущей схемы.

Расчетная схема P определяет радиальное биение базовой поверхности выступающего конца вала (см. рис. 2.11). Радиальное биение вала происходит в результате смещения геометрических центров дорожек качения и отверстий внутренних колец подшипников, а также вследствие погрешностей самого вала.

Влияющие размеры схемы P : P_1 — отклонение от соосности базовой поверхности выступающего конца вала относительно общей оси посадочных поверхностей вала под подшипники; P_2 и P_3 — несовпадение центров дорожки качения и отверстия внутреннего кольца подшипника опор 1 и 2; P_4 и P_5 — отклонение от цилиндричности посадочной поверхности вала под подшипники опор 1 и 2; P_6 — то же, для базовой поверхности выступающего конца вала; P_7 и P_8 — отклонение от соосности наружных колец подшипников опор 1 и 2; P_9 и P_{10} — смещение осей наружных колец подшипников в пределах посадочного зазора в отверстии корпуса (стакана) в опорах 1 и 2; P_{11} и P_{12} — смещение центров дорожек качения внутренних колец подшипников, вызванное наличием зазоров в подшипниках опор 1 и 2; P_{13} — отклонение от соосности наружных и внутренних цилиндрических поверхностей стакана (опора 2); P_{14} — смещение стакана в пределах посадочного зазора в отверстии корпуса.

Коэффициенты приведения размеров

$$C_1 = C_6 = 1,0; \quad C_2 = C_4 = C_7 = \frac{l_1}{l_2}; \quad C_3 = C_5 = C_8 = C_{13} = \frac{l_1 + l_2}{l_2};$$

$$C_9 = C_{11} = \frac{l_1}{l_2} \cos \beta_1; \quad C_{10} = C_{12} = C_{14} = \frac{l_1 + l_2}{l_2} \cos \beta_2;$$

здесь β_1 и β_2 — углы между направлениями вектора силы со стороны вала на опоры 1 и 2 и исходного размера. При наличии осевых сил они воспринимаются фиксирующей опорой 2, в которой под действием осевых сил выбираются зазоры в подшипнике; поэтому размер P_{13} из дальнейшего рассмотрения можно опустить.

Размеры P_1, \dots, P_8 и P_{13} являются векторными величинами, а $P_9, P_{10}, P_{11}, P_{14}$ характеризуют сопряжения с зазорами. Допуск соосности базовой поверхности вала в сборе определяют по общей формуле

$$t_{\Sigma} = \frac{1}{K_{\Sigma}} \sqrt{K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 + K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2}.$$

Биение конца вала равно $2t_{\Sigma}$.

Сумма характеристик рассеивания векторных величин

$$K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 = 0,75^2 \left[t_1^2 + t_6^2 + \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 (t_2^2 + t_4^2 + t_7^2) + \left(\frac{l_1 + l_2}{l_2} \right)^2 (0,5t_3^2 + t_5^2 + 0,5t_8^2 + t_{13}^2) \right].$$

Сумма характеристик рассеивания зазоров

$$K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 = \frac{1}{4} \left[\left(\frac{l_1}{l_2} \cos \beta_1 \right)^2 (K_{a9}^2 t_{a9}^2 + K_{b9}^2 t_{b9}^2 + K_{a11}^2 t_{a11}^2 + K_{b11}^2 t_{b11}^2) + \left(\frac{l_1 + l_2}{l_2} \cos \beta_2 \right)^2 (K_{a10}^2 t_{a10}^2 + K_{b10}^2 t_{b10}^2 + K_{a14}^2 t_{a14}^2 + K_{b14}^2 t_{b14}^2) \right].$$

Коэффициент K_{Σ} вычисляют по формуле (1.23).

Как видно из приведенных формул, наибольшее влияние на точность исходного размера оказывают погрешности подшипников опоры 2, стакана и посадочной поверхности вала для подшипников, а также зазоры в сопряжениях деталей этой опоры (коэффициент $C = (l_1 + l_2)/l_2$). В связи с этим для уменьшения радиального биения вала наиболее эффективно уменьшение допусков размеров, относящихся к опоре 2. В некоторых случаях целесообразно устанавливать подшипники таким образом, чтобы смещения центров дорожек качения наружных колец располагались на одной образующей вала. Кроме того, внутренние кольца подшипников можно устанавливать так, чтобы направления смещения центров дорожек качения располагались на одной образующей вала, противоположной по направлению погрешности размера P_1 . При таких условиях радиальное биение базовой поверхности выступающего конца вала минимально, так как векторные погрешности превращаются в скалярные: $\theta = 0$ и $\cos \theta = 1$.

Расчетная схема O определяет осевое биение базового торца выступающего конца вала (шпинделя), вызываемое осевым биением подшипника и погрешностями самого вала.

Влияющие размеры: O_1 — осевое биение подшипника опоры 2; O_2 — отклонение от перпендикулярности базового торца вала по отношению к оси, проходящей через геометрические центры посадочных поверхностей вала для подшипников.

Коэффициенты приведения $C_1 = C_2 = 1,0$.

При заданных допусках размеров O_{Σ} и O_1 требуемый допуск размера O_2

$$t_2 = 1,2 \sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - 0,85^2 0,5 t_1^2},$$

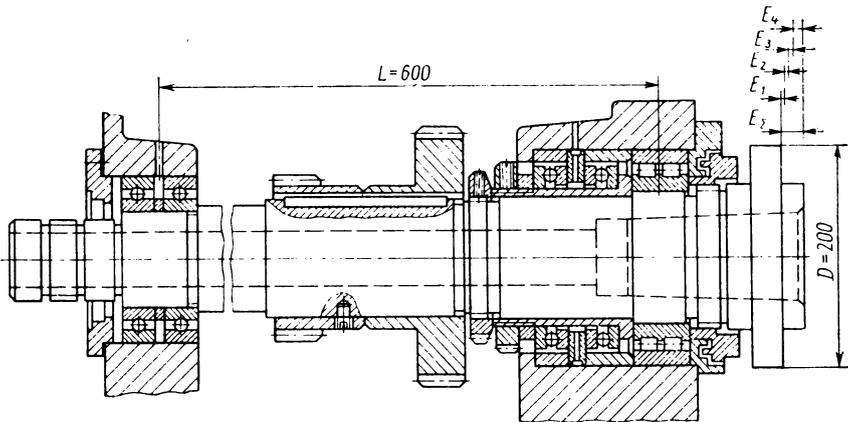


Рис. 2.13

где t_{Σ} — допуск осевого биения базового торца вала в сборе; t_1 — допуск осевого биения подшипника; t_2 — допуск осевого биения базового торца вала.

Если опора состоит из одного подшипника, то коэффициент 0,5 перед t_1 не ставят.

Иногда валы, например шпиндели некоторых станков, имеют на конце фланцы. В этом случае на осевое биение базового торца фланца влияет также и радиальное биение подшипников.

Пример расчета допусков для подобной схемы. Расчетная схема E (рис. 2.13) определяет торцовое биение опорного фланца шпинделя передней бабки токарного многорезцового полуавтомата. Допуск торцового биения по ГОСТ 16472—79 равен 0,02 мм (при наибольшем диаметре устанавливаемого изделия более 320 мм). Влияющие размеры: E_1 — отклонение от перпендикулярности торца шпинделя к общей оси подшипниковых поверхностей вала; E_2 — перекося торца шпинделя, вызванный радиальным биением внутреннего кольца подшипника передней опоры; E_3 — то же, для внутреннего кольца подшипни-

Таблица 2.5

Размер	C	Характеристики размеров					
		известные			расчетные		
		Y_{ei}^{es}	e_m	t	$Y'_{ei}{}^{es}$	e_m'	t'
E_{Σ}	—	$0^{+0,02}$	—	0,02	—	—	—
E_1	1,0	0	—	—	$0^{+0,017}$	—	0,017
E_2	0,165	$0^{+0,008}$	—	0,008	—	—	—
E_3	0,165	$0^{+0,013}$	—	0,013	—	—	—
E_4	1,0	$0^{+0,010}$	—	0,010	—	—	—

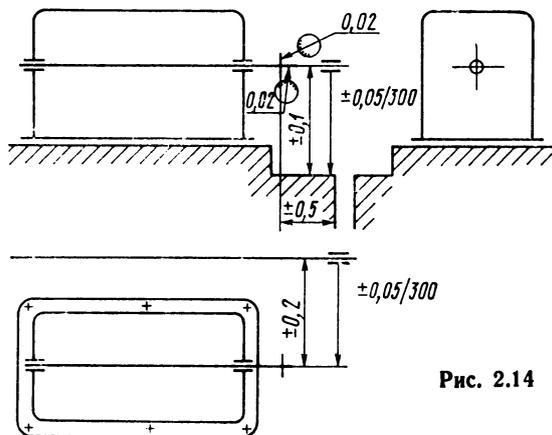


Рис. 2.14

ка задней опоры; E_4 — осевое биение торца шпинделя, вызванное осевым биением подшипников передней опоры.

Погрешности внутренних колец подшипников вызывают осевое биение опорного фланца шпинделя пропорционально отношению $r/L = 100/600 = 0,165$ ($r = D/2$ — радиус опорного фланца; L — расстояние между опорами шпинделя). Коэффициенты $C_1 = C_4 = 1,0$; $C_2 = C_3 = 0,165$. Примем для подшипника передней опоры класс точности 5, диаметр отверстия внутреннего кольца 125 мм, для подшипников задней опоры класс точности 6, диаметр отверстия внутреннего кольца 85 мм. Допуски размеров E_2 , E_3 и E_4 , относящиеся к подшипникам качения, определим по ГОСТ 520—71. Заполним табл. 2.5. В данной схеме все размеры — векторные величины, поэтому допуск размера E_1 определим по зависимости, полученной из формулы (1.34):

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma\sigma}}{0,85}\right)^2 - (C_2^2 t_2^2 + C_3^2 0,5t_3^2) - 0,5t_4^2}.$$

После подстановки имеющихся данных получим

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{0,02}{0,85}\right)^2 - 0,165^2 (0,008^2 + 0,5 \cdot 0,013^2) - 0,5 \cdot 0,010^2} = 0,022 \text{ мм.}$$

Таким образом, отклонение от перпендикулярности торца шпинделя к общей оси подшипниковых поверхностей вала не должно превышать 0,022 мм.

После расчета допусков по приведенному комплексу расчетных схем устанавливают требования точности к изготовлению и сборке узла с выступающим концом вала (или шпинделя).

В качестве примера на рис. 2.14 приведен эскиз узла с основными требованиями точности.

§ 3. ОСЕВОЕ ПОЛОЖЕНИЕ ВАЛА

Одним из присоединительных размеров узла является расстояние от торца заплечика выступающего конца вала до линии расположения крепежных отверстий в лапе корпуса. Если конец вала конический, то присоединительным размером является расстояние от границы

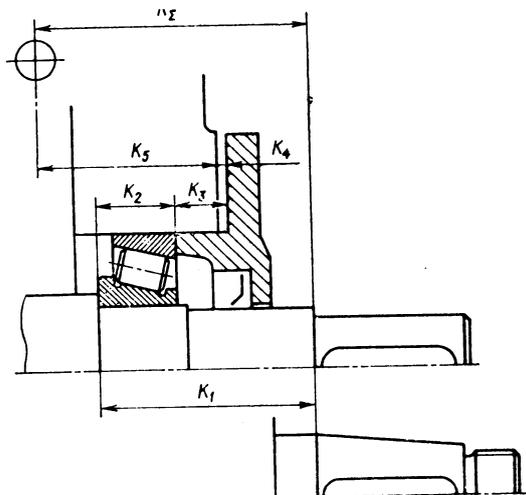


Рис. 2.15

между конусной и цилиндрической поверхностями вала до крепежных отверстий. Эти размеры в расчетных схемах, определяющих осевое положение вала, являются исходными. В компоновочных схемах подобные размеры относят к влияющим (см. размеры B_2 и B_6 на рис. 2.7).

На рис. 2.15—2.17 приведены три типовые расчетные схемы. Схема на рис. 2.15 может относиться, например, к валу редуктора, коробки скоростей и других подобных узлов, а схемы на рис. 2.16 и 2.17 — к валу конической шестерни (обозначения на рисунках идентичны). Встречаются подобные схемы и в других изделиях машиностроения.

Расчеты допусков по приведенным схемам однотипны, поэтому в качестве примера приводим расчет только для схемы на рис. 2.16. Ис-

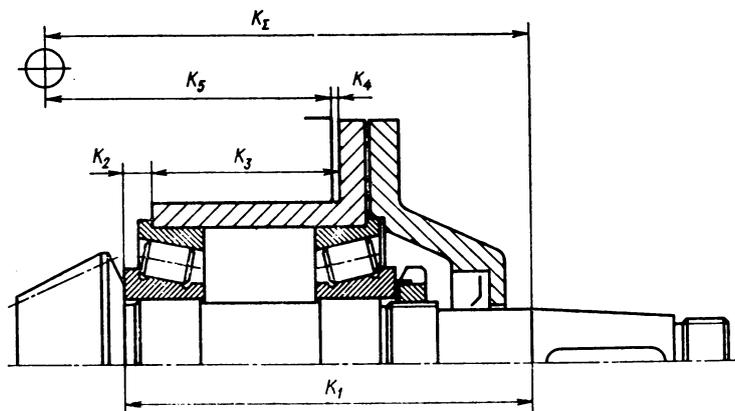


Рис. 2.16

Таблица 2.6

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{ei}^{es}	em	t	Y'_{ei}^{es}	em'	t'		
K_{Σ}	—	$180 \pm 0,8$	0	0,16	—	—	—	0	1,0
K_1	1	—	—	—	$150 \pm 0,2$	0	0,4		
K_2	-1	$22,75 \pm 0,25$	0	0,5	—	—	—	0	1,2
K_3	-1	—	—	—	$87,75 \pm 0,18$	0	0,36		
K_4	1	—	—	—	$0,5 \pm 0,5$	0	1,0		
K_5	1	—	—	—	$140 \pm 0,2$	0	0,4		

ходный размер K_{Σ} соответствует влияющему размеру B_6 (см. рис. 2.7), для которого принято $K_{\Sigma} = B_6 = 180 \pm 0,8$ мм. Следовательно, $em_{\Sigma} = 0$, $t_{\Sigma} = 1,6$ мм; $\alpha_{\Sigma} = 0$ и $K_{\Sigma} = 1,0$.

Размер K_1 относится к валу и определяет расстояние от границы между конусной и цилиндрической поверхностями вала до упорного заплечика вала под подшипник. Размер K_2 — монтажная высота конического однорядного роликоподшипника. Предельные отклонения монтажной высоты для роликоподшипника 7211 класса точности 0 : $22,75 \pm 0,25$ (см. работу [1], с. 203). Влияющие размеры K_3 и K_5 относятся соответственно к стакану и корпусу. Предельные отклонения на эти размеры устанавливаем по $\pm IT12/2$ (см. гл. 1, § 9). Деталь с размером K_4 — компенсатор. Параметры компенсатора определяем из расчета обеспечения точности совпадения вершин делительных конусов конической зубчатой передачи $0,5 \pm 0,5$ мм. Коэффициенты приведения $C_1 = C_4 = C_5 = 1,0$; $C_2 = C_3 = -1,0$. Данные для расчета заносим в табл. 2.6.

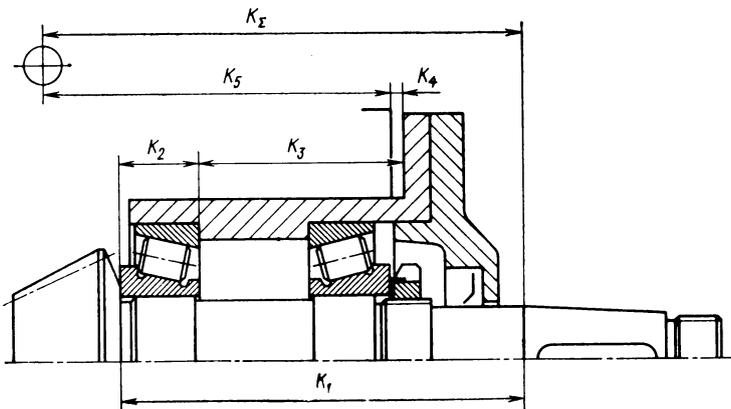


Рис. 2.17

При наличии пяти составляющих размеров можно принять $\alpha_{\Sigma} = 0$; $K_{\Sigma} = 1,0$. Номинальное значение исходного размера $K_{\Sigma} = 150 - 22,75 - 87,75 + 0,5 + 140 = 180$ мм.

По формуле (1.31) находим

$$t'_{\Sigma} = \frac{1,2 \sqrt{0,4^2 + 0,5^2 + 0,36^2 + 1,0^2 + 0,4^2}}{1} = 1,56 \text{ мм.}$$

Таким образом, по результатам расчета действительно получим исходный размер $K_{\Sigma} = 180 \pm 0,8$ мм.

§ 4. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

1. Точность межосевого расстояния

По СТ СЭВ 641—77 показателями, обеспечивающими гарантированный боковой зазор зубчатых цилиндрических передач с нерегулируемым положением осей, являются предельные верхнее f_a и нижнее $-f_a$ отклонения межосевого расстояния.

Допуск межосевого расстояния в передаче $t_{\Sigma} = 2 |f_a|$ следует рассматривать как допуск расстояния между осями вращения валов в плоскости зубчатых колес. Точность межосевого расстояния определяется точностью расстояния между осями отверстий корпусной детали, отклонением от соосности наружных колец подшипников качения, зазорами между наружными кольцами подшипников и стенками отверстий в корпусе и др.

На рис. 2.18 приведен эскиз зубчатой передачи. Опорами валов передачи являются подшипники качения, установленные наружными кольцами в переходных втулках. Втулки вставлены в отверстия корпуса. Такое конструктивное исполнение позволяет рассмотреть наиболее общий случай и учесть ошибки возможно большего числа деталей зубчатой передачи. В дальнейшем при отсутствии каких-либо деталей, например втулок, соответствующие погрешности из расчетных формул следует исключить.

На рис. 2.18, б приведена расчетная схема, на которой обозначены: B_{Σ} — исходный размер — расстояние между осями вращения валов в средней плоскости зубчатых колес; B_1 и B_5 — отклонения от соосности наружных колец подшипников одного вала; B_{10} и B_{14} — отклонения от соосности наружных колец подшипников другого вала; B_2 и B_6 — смещения осей наружных колец подшипников одного вала в пределах посадочного зазора в отверстии корпуса; B_{11} и B_{15} — то же, в отверстии корпуса подшипников другого вала; B_9 — расстояние между осями отверстий корпуса; B_3 , B_7 , B_{12} и B_{16} — смещения центров дорожек качения внутренних колец подшипников, вызванные наличием зазоров в подшипниках; B_4 , B_8 , B_{13} и B_{17} — отклонения от соосности наружных и внутренних цилиндрических поверхностей втулок.

При наличии осевых сил зазоры в самих подшипниках с той или другой стороны вала выбираются и, следовательно, размеры B_3 и B_{12}

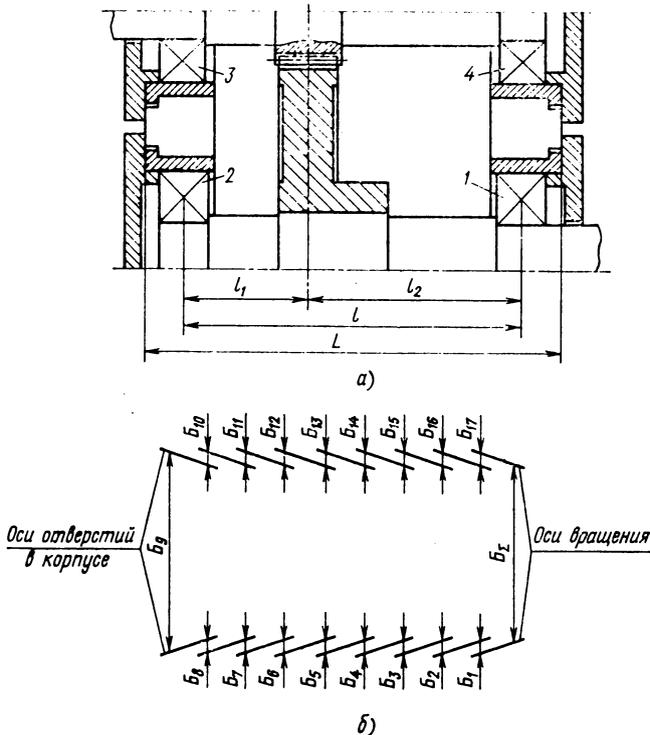


Рис. 2.18

или B_7 и B_{16} из расчетной схемы исключаются. Влияющий размер B_9 — скалярная величина. Размеры B_1 , B_4 , B_5 , B_8 , B_{10} , B_{13} , B_{14} и B_{17} — векторные величины. Размеры B_2 , B_6 , B_{11} , B_{15} , а также B_3 и B_{12} или B_7 и B_{16} относятся к сопряжениям с зазорами, полностью выбираемыми в определенном направлении действующими на опоры валов силами.

Коэффициент приведения размера B_9 (расстояния между осями отверстий корпуса) $C_9 = 1,0$.

Влияние отклонений от соосности колец подшипников и втулок на межосевое расстояние зависит от расположения передачи относительно опор. Коэффициенты приведения (см. рис. 2.18, а) $C_1 = C_4 = C_{14} = C_{17} = l_1/l$; $C_5 = C_8 = C_{10} = C_{13} = l_2/l$. Коэффициенты влияющих размеров — сопряжений с зазором определяем с учетом направления выборки зазоров: $C_2 = C_3 = \frac{l_1}{l} \cos \beta_1$; $C_6 = C_7 = \frac{l_2}{l} \cos \beta_2$; $C_{11} = C_{12} = \frac{l_2}{l} \cos \beta_3$; $C_{15} = C_{16} = \frac{l_1}{l} \cos \beta_4$, здесь l_1 и l_2 — расстояния от опор до середины венцов зубчатых колес; l — расстояние между опорами вала; β_1 — β_4 — углы между направлениями сил, действующих на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

Коэффициент положительный, если сила, действующая на опору, увеличивает межосевое расстояние. Направление сил определяют по правилам курса «Сопrotивление материалов».

При отсутствии специальных устройств для регулирования межосевого расстояния точность исходного размера достигают по методу взаимозаменяемости.

Так как у всех влияющих размеров, кроме B_9 , номинальные значения равны нулю, то номинальный размер межосевого расстояния $B_{\Sigma} = B_9$.

Конкретизируем общие расчетные формулы (1.29) и (1.42) для рассматриваемого случая

$$M_{\Sigma s} = em_9 + \alpha_9 t_9.$$

Можно принять $em_9 = 0$ и $\alpha_9 = 0$, тогда $M_{\Sigma s} = 0$. Во всех сопряжениях с зазорами $d_a = d_b$, тогда

$$\begin{aligned} M_{\Sigma z} = & \frac{1}{2} \left\{ \frac{l_1}{l} \cos \beta_1 [(em_{a2} - em_{b2}) + (em_{a3} - em_{b3}) + (\alpha_{a2} t_{a2} - \right. \\ & \left. - \alpha_{b2} t_{b2}) + (\alpha_{a3} t_{a3} - \alpha_{b3} t_{b3})] + \frac{l_2}{l} \cos \beta_2 [(em_{a6} - em_{b6}) + \right. \\ & \left. + (em_{a7} - em_{b7}) + (\alpha_{a6} t_{a6} - \alpha_{b6} t_{b6}) + (\alpha_{a7} t_{a7} - \alpha_{b7} t_{b7})] + \right. \\ & \left. + \frac{l_3}{l} \cos \beta_3 [(em_{a11} - em_{b11}) + (em_{a12} - em_{b12}) + (\alpha_{a11} t_{a11} - \alpha_{b11} t_{b11}) + \right. \\ & \left. + (\alpha_{a12} t_{a12} - \alpha_{b12} t_{b12})] + \frac{l_4}{l} \cos \beta_4 [(em_{a15} - em_{b15}) + (em_{a16} - em_{b16}) + \right. \\ & \left. + (\alpha_{a15} t_{a15} - \alpha_{b15} t_{b15}) + (\alpha_{a16} t_{a16} - \alpha_{b16} t_{b16})] \right\}. \end{aligned}$$

Положение центра дорожки качения внутреннего кольца зависит от посадочного зазора в подшипнике. Натяг в соединении подшипника с валом уменьшает начальный зазор. Наихудшим является сочетание минимального натяга N_{min} между подшипником и валом и максимального зазора в самом подшипнике Z_{max} . Считают, что диаметр дорожки качения внутреннего кольца подшипника увеличивается на $(0,55-0,75)N$, где N — натяг в соединении подшипника с валом. На эту же величину уменьшится зазор в подшипнике.

При установке наружного кольца в корпусе без натяга наибольший посадочный зазор в подшипнике $Z_{\text{п max}} = Z_{\text{max}} - (0,55-0,75)N_{\text{мпн}}$.

Рассеивание смещения центра дорожки качения внутреннего кольца подшипника с центра дорожки качения наружного кольца $t_z = Z_{\text{п max}}$, а $em_z = 0,5t_z$. Следовательно, для влияющих размеров B_3, B_7, B_{12} и B_{16} $em_z = 0,5t_z$; $t_z = Z_{\text{п max}}$. Для этих размеров можно принять $\alpha_i = 0$. Тогда формула для $M_{\Sigma z}$ принимает вид

$$\begin{aligned}
M_{\Sigma z} = & \frac{1}{2} \left\{ \frac{l_1}{l} \cos \beta_1 [(em_{a2} - em_{b2}) + 0,5t_{z3} + (\alpha_{a2} t_{a2} - \alpha_{b2} t_{b2})] + \right. \\
& + \frac{l_2}{l} \cos \beta_2 [(em_{a6} - em_{b6}) + 0,5t_{z7} + (\alpha_{a6} t_{a6} - \alpha_{b6} t_{b6})] + \\
& + \frac{l_2}{l} \cos \beta_3 [(em_{a11} - em_{b11}) + 0,5t_{z12} + (\alpha_{a11} t_{a11} - \alpha_{b11} t_{b11})] + \\
& \left. + \frac{l_1}{l} \cos \beta_4 [(em_{a15} - em_{b15}) + 0,5t_{z16} + (\alpha_{a15} t_{a15} - \alpha_{b15} t_{b15})] \right\}.
\end{aligned}$$

Формулы (1.31), (1.33) и (1.43) для данного случая имеют вид

$$\begin{aligned}
K_{\Sigma s}^2 t_{\Sigma s}^2 &= K_9^2 t_9^2; \\
K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 &= [0,75^2 \left[\left(\frac{l_1}{l} \right)^2 (t_{v1}^2 + t_{v4}^2 + t_{v14}^2 + t_{v17}^2) + \right. \\
& \left. + \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 (t_{v5}^2 + t_{v8}^2 + t_{v10}^2 + t_{v13}^2) \right].
\end{aligned}$$

Если подшипники качения установлены непосредственно в корпусе и втулки отсутствуют, то

$$\begin{aligned}
K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 &= 0,75^2 \left[\left(\frac{l_1}{l} \right)^2 (t_{v1}^2 + t_{v14}^2) + \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 (t_{v5}^2 + t_{v10}^2) \right]; \\
K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 &= \frac{1}{4} \left\{ \left(\frac{l_1}{l} \cos \beta_1 \right)^2 [(K_{a2}^2 t_{a2}^2 + K_{b2}^2 t_{b2}^2) + K_{z3}^2 t_{z3}^2] + \right. \\
& + \left(\frac{l_2}{l} \cos \beta_2 \right)^2 [(K_{a6}^2 t_{a6}^2 + K_{b6}^2 t_{b6}^2) + K_{z7}^2 t_{z7}^2] + \\
& + \left(\frac{l_2}{l} \cos \beta_3 \right)^2 [(K_{a11}^2 t_{a11}^2 + K_{b11}^2 t_{b11}^2) + K_{z12}^2 t_{z12}^2] + \\
& \left. + \left(\frac{l_1}{l} \cos \beta_4 \right)^2 [(K_{a15}^2 t_{a15}^2 + K_{b15}^2 t_{b15}^2) + K_{z16}^2 t_{z16}^2] \right\}.
\end{aligned}$$

Очень часто подшипники одного вала имеют одинаковые размеры. Для этого случая формулы для $M_{\Sigma z}$ и $K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2$ приобретают вид

$$\begin{aligned}
M_{\Sigma z} &= \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{l_1}{l} \cos \beta_1 + \frac{l_2}{l} \cos \beta_2 \right) [(em_{a2,6} - em_{b2,6}) + (\alpha_{a2,6} t_{a2,6} - \right. \\
& - \alpha_{b2,6} t_{b2,6}) + 0,5t_{z3,7}] + \left(\frac{l_2}{l} \cos \beta_3 + \frac{l_1}{l} \cos \beta_4 \right) [(em_{a11,15} - \\
& - em_{b11,15}) + (\alpha_{a11,15} t_{a11,15} - \alpha_{b11,15} t_{b11,15}) + 0,5t_{z12,16}] \left. \right\}; \\
K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 &= \frac{1}{4} \left\{ \left[\left(\frac{l_1}{l} \cos \beta_1 \right)^2 + \left(\frac{l_2}{l} \cos \beta_2 \right)^2 \right] (K_{a2,6}^2 t_{a2,6}^2 + \right. \\
& + K_{b2,6}^2 t_{b2,6}^2 + K_{z3,7}^2 t_{z3,7}^2) + \left[\left(\frac{l_2}{l} \cos \beta_3 \right)^2 + \left(\frac{l_1}{l} \cos \beta_4 \right)^2 \right] \times \\
& \times (K_{a11,15}^2 t_{a11,15}^2 + K_{b11,15}^2 t_{b11,15}^2 + K_{z12,16}^2 t_{z12,16}^2) \left. \right\}.
\end{aligned}$$

В некоторых случаях может оказаться необходимым учет влияния сил, действующих в зацеплении и вызывающих прогиб валов. Так как прогибы функционально зависят от сил, то характеристики рассеивания для них ($M_{\Sigma f}$ и $K_{\Sigma f}^2 t_{\Sigma f}^2$) в рассматриваемом примере определяем по формулам (1.38 и (1.39).

Учитывая, что $K_{\Sigma s}^2 t_{\Sigma s}^2 = K_9^2 t_9^2$, запишем формулу (1.60) в виде

$$K_{\Sigma}^2 \omega_{\Sigma}^2 = K_9^2 t_9^2 + K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 + K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 + K_{\Sigma f}^2 t_{\Sigma f}^2.$$

Характеристики $K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2$ и $K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2$ известны, так как они определяются погрешностями подшипников, втулок и посадочными зазорами. Известны также и характеристики рассеивания функционально связанных величин. Тогда, заменив $\omega_{\Sigma} = t_{\Sigma}$, можно определить допуск расстояния между осями отверстий корпусной детали

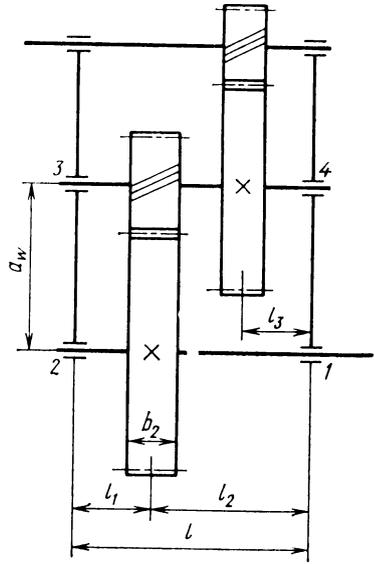


Рис. 2.19

$$t_9 = \frac{1}{K_9} \sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 - K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 - K_{\Sigma f}^2 t_{\Sigma f}^2},$$

где t_{Σ} — допуск межосевого расстояния зубчатой цилиндрической передачи в плоскости расположения колес. Координата середины допуска размера B_9 по условию (1.64)

$$em_9 = em_{\Sigma} - (M_{\Sigma f} + M_{\Sigma z}) = -(M_{\Sigma f} + M_{\Sigma z}).$$

Пример. Межосевое расстояние зубчатой цилиндрической передачи $a_w = 180$ мм (рис. 2.19). Сопряжение зубьев B . Определить допуск расстояния между осями отверстий корпусной детали.

По СТ СЭВ 641—77 предельные отклонения межосевого расстояния передачи $f_a = \pm 0,080$ мм. Следовательно, характеристики исходного размера $em_{\Sigma} = 0$ мм; $t_{\Sigma} = 0,16$ мм.

Опоры валов — шариковые радиальные однорядные подшипники класса точности 0; размеры подшипников: для вала шестерни $d = 35$ мм и $D = 80$ мм; для вала колеса $d = 45$ мм и $D = 100$ мм. Подшипники установлены непосредственно в корпусе без промежуточных втулок.

Расчетная схема для рассматриваемого примера такая же, как на рис. 2.18, б, из которой следует исключить влияющие размеры B_4, B_8, B_{13} и B_{17} , относящиеся к промежуточным втулкам.

Расстояние от опор до средней плоскости зубчатых колес $l_1 = l_3 = 45$ мм, $l_2 = 90$ мм, и, следовательно, расстояние между опорами $l = 135$ мм.

Для определения углов $\beta_1 - \beta_4$ между плоскостью, в которой расположены валы, и направлением действия сил на опоры валов применим правила курса «Спротивление материалов». Последовательно определим: вращающие моменты на валах, силы в зацеплении колес, реакции в опорах в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, их равнодействующие и равные им по величинам, но противоположно направленные силы давления вала на опоры и, нако-

нец, углы между силами давления вала на опоры и плоскостью расположения валов (рис. 2.20). Под действием осевых сил выбираются зазоры в подшипниках опор 2 и 4, и, следовательно, размеры B_7 и B_{16} из расчетной схемы исключаются.

После выполнения перечисленных операций найдем: $\beta_1 = 71^\circ 30'$, $\beta_2 = 54^\circ 10'$, $\beta_3 = 85^\circ 20'$, $\beta_4 = 67^\circ 50'$.

Силы, действующие на опоры 2, 3 и 4, увеличивают межосевое расстояние, а силы, действующие на опору 1, уменьшают его; поэтому коэффициент

$$C_2 = C_3 = -\frac{l_1}{l} \cos \beta_1 = -\frac{45}{135} \cos 71^\circ 30' = -0,106;$$

$$C_8 = \frac{l_2}{l} \cos \beta_2 = \frac{90}{135} \cos 54^\circ 10' = 0,391;$$

$$C_{11} = C_{12} = \frac{l_2}{l} \cos \beta_3 = \frac{90}{135} \cos 85^\circ 20' = 0,054;$$

$$C_{15} = \frac{l_1}{l} \cos \beta_4 = \frac{45}{135} \cos 67^\circ 50' = 0,126.$$

Для всех влияющих размеров принимаем коэффициенты α_i и K_i по приведенным выше рекомендациям. Точность исходного размера следует обеспечивать методом взаимозаменяемости.

Определим допуски влияющих размеров:

Радиальное биение дорожки качения наружных колец подшипников (класс точности 0, $D = 80 \dots 120$ мм) $R_a = 0,035$ мм (см. работу [1], с. 189). Отклонение от соосности численно равно половине радиального биения. Однако это отклонение может быть направлено в любую сторону, поэтому в расчетные формулы подставляем $et = 0$, $t_p = 0,035$ мм.

Для этих подшипников при $d = 30 \dots 50$ мм начальный радиальный зазор от 0,012 до 0,029 мм (см. работу [1], с. 161).

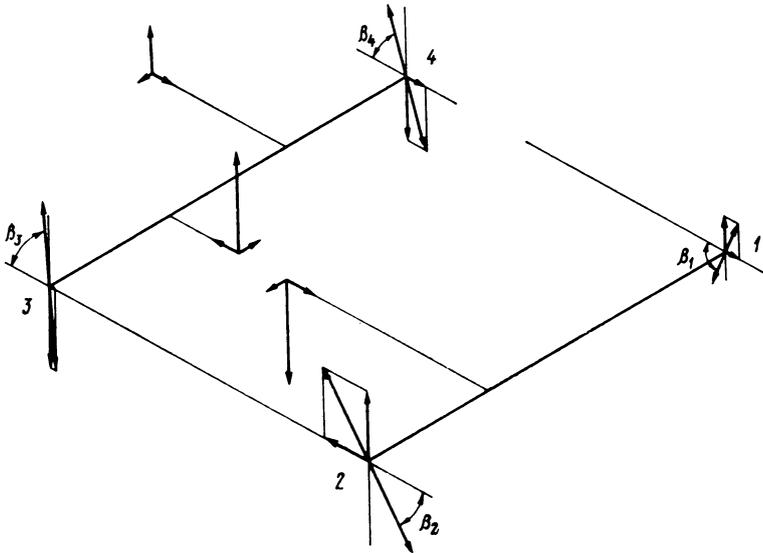


Рис. 2.20

Таблица 2.7

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{ei}^{es}	em	t	Y'_{ei}^{es}	em'	t'		
B_{Σ}	—	$180 \pm 0,080$	0	0,16				0	1,12
B_1	0,333	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
B_2	-0,106	$100 \frac{+0,035}{-0,015}$	$0,0175$	0,035				-0,1	1,2
B_3	-0,106	$0^{+0,028}$	—	0,028				0	1,0
B_8	0,667	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
B_6	0,391	$100 \frac{+0,035}{-0,015}$	$-0,0075$	0,035				-0,1	1,2
B_9	1,0	—	—	—				0,1	1,2
B_{10}	0,667	$0^{+0,035}$	0	0,035	$180 \pm 0,052$	0	0,104	0	1,2
B_{11}	0,054	$80 \frac{+0,035}{-0,015}$	$0,0175$	0,035				-0,1	0,75
B_{12}	0,054	$0^{+0,028}$	—	0,028				0,1	1,2
B_{14}	0,333	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	1,0
B_{15}	0,126	$80 \frac{+0,035}{-0,015}$	$0,0175$	0,035				0	0,75
			$-0,0075$	0,015				-0,1	1,2
				0,015				0,1	1,2

Натяг в сопряжении подшипников с валом при отклонениях вала k_6 может изменяться от 0,002 до 0,030 мм. Тогда

$$t_z = [0,029 - (0,55 \dots 0,75)0,002] \approx 0,028 \text{ мм.}$$

Так как размеры B_3 и B_{12} комплексные и относятся к изделиям массового производства с хорошо отлаженным процессом изготовления, то примем для них $\alpha_i = 0$ и $K_i = 1,0$.

Предельные отклонения наружных колец всех подшипников $0/-0,015$ мм. Следовательно, $em_b = -0,0075$ мм; $t_b = 0,015$ мм; $\alpha_b = 0,1$; $K_b = 1,2$. Предельные отклонения отверстий корпуса $+0,035/0$ мм. Тогда для размеров B_2 , B_6 , B_{11} и B_{15} $em_a = 0,0175$ мм; $t_a = 0,035$ мм; $\alpha_a = -0,1$; $K_a = 1,2$.

Полученные данные занесем в табл. 2.7

Рассчитаем величины, входящие в формулу для определения t_0 .

Сумма характеристик рассеивания векторных величин

$$K_{\Sigma\sigma}^2 t_{\Sigma\sigma}^2 = 0,75^2 (2 \cdot 0,333^2 0,035^2 + 2 \cdot 0,667^2 \cdot 0,035^2) = 0,000764 \text{ мм}^2$$

Сумма характеристик рассеивания сопряжений с зазором

$$K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 = \frac{1}{4} \{ [(-0,106)^2 + 0,391^2 + 0,054^2 + 0,126^2] 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + [(-0,106)^2 + 0,054^2] 0,028^2 \} = 0,0001 \text{ мм}^2.$$

Для распорных сил в зацеплении зубчатых колес 3 и 4 (см. рис. 2.19), вызывающих прогиб в плоскости расположения валов, примем $F_{y3} = F_{y4} = 2500 \pm 400$ Н; $em_F = 0$; $t_F = 800$ Н; $\alpha_F = 0$; $K_F = 1,2$; $C_3 = C_4 = 1,0$; $C_F = 0$.

Функция связи для прогиба вала в месте расположения зубчатого колеса 4

$$y_4 = a_4 F_{y4},$$

где

$$a_4 = \frac{l_1^2 l_2^2}{3EI_4 l} = \frac{45^2 \cdot 90^2}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^6 \cdot 20,3 \cdot 10^4 \cdot 135} = 0,093 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н.}$$

Для прогиба вала в месте установки шестерни 3 с учетом того, что распорная сила в зацеплении зубчатых колес 1 и 2 уменьшает прогиб в рассматриваемом сечении, в соответствии с принятыми величинами можно записать выражение для функции связи

$$y_3 = a_2 F_{y3} = 0,21 \cdot 10^{-5} F_{y3} \text{ мм.}$$

По формулам (1.38) и (1.39) находим

$$M_{\Sigma f} = (em_f + \alpha_F t_f) (C_f + \Sigma C_i a_i) = (0 + 0,800) (0 + 0,21 \cdot 10^5 + 0,093 \cdot 10^{-5}) = 0;$$

$$K_{\Sigma f}^2 t_{\Sigma f}^2 = K_F^2 t_F^2 (C_F^2 + \Sigma C_i^2 a_i^2) = 1,2^2 \cdot 800^2 [0 + (1 \cdot 0,21 \cdot 10^{-5})^2 + (1 \cdot 0,093 \cdot 10^{-5})^2] = 4,9 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^2.$$

Суммарная характеристика сопряжений с зазором

$$M_{\Sigma z} = \frac{1}{2} \{ (0,106 + 0,391 + 0,054 + 0,126) [0,0175 - (-0,0075)] + (-0,1)0,035 + 0,1 \cdot 0,015 \} + (0,106 + 0,054)0,014 = 0,0089 \text{ мм,}$$

где $0,014 = t_z/2$.

Так как число влияющих размеров больше пяти, то принимаем $K_{\Sigma} = 1,0$.

Подставляя полученные данные в расчетную формулу, определим допуск размера B_9

$$t_9 = \frac{1}{\sqrt{1,2}} \sqrt{1,0^2 \cdot 0,16^2 - 0,000764 - 0,0001 - 0,0000049} = 0,131 \text{ мм.}$$

Найдем предельные расчетные отклонения размера B_9 , имея в виду, что $em_9 = - (M_{\Sigma f} + M_{\Sigma z}) = -(0 + 0,0089) \approx -0,0089$:

$$es'_9 = em_9 + 0,5t_9 = -0,0089 + 0,5 \cdot 0,131 = 0,057 \text{ мм;}$$

$$ei'_9 = em_9 - 0,5t_9 = -0,0089 - 0,5 \cdot 0,131 = -0,074 \text{ мм.}$$

Таким образом, $B_9 = 180 \pm 0,074$ мм. Если требуется, чтобы предельные отклонения на размер B_9 были симметричны, то следует назначить $180 \pm 0,057$ мм.

По результатам проведенного расчета можно ориентировочно принимать допуск расстояния между центрами отверстий корпусной детали $t_9 \approx (0,6 \dots 0,7)t_{\Sigma}$, где t_{Σ} — допуск межосевого расстояния зубчатой цилиндрической передачи.

2. Пересчет допуска расстояния между осями отверстий корпуса на допуски координат

На рис. 2.21 показана расчетная схема A , определяющая точность расстояния между осями отверстий I и II корпуса. Требуется в соответствии с расчетной схемой пересчитать допуск исходного размера A_{Σ} на допуски координат A_1 и A_2 , являющихся вертикальной и горизонтальной проекциями исходного размера.

Коэффициенты приведения влияющих размеров $C_1 = \cos(90^\circ - \beta) = \sin \beta$; $C_2 = \cos \beta$.

Влияющие размеры — скалярные величины. Допуск исходного размера в этом случае

$$t_{\Sigma s} = \frac{1}{K_{\Sigma s}} \sqrt{C_1^2 K_1^2 t_1^2 + C_2^2 K_2^2 t_2^2}.$$

Примем $K_1 = K_2 = 1,2$; $t_2/t_1 = \sqrt[3]{A_2/A_1} = B$. Тогда $t_2 = B t_1$. После подстановки в исходную формулу получим $K_{\Sigma s} t_{\Sigma s} = 1,2 \sqrt{\sin^2 \beta t_1^2 + \cos^2 \beta B^2 t_1^2}$. Отсюда находим формулу для определения допуска на вертикальную проекцию исходного размера

$$t_1 = \frac{K_{\Sigma s} t_{\Sigma s}}{1,2 \sqrt{\sin^2 \beta + B^2 \cos^2 \beta}}.$$

Часто принимают допуски на координаты одинаковыми $t_1 = t_2 = t$ ($B = 1$). Тогда

$$t = \frac{K_{\Sigma s} t_{\Sigma s}}{1,2}.$$

Конкретизируя формулу (1.23) для данного случая, получим

$$K_{\Sigma} = 1 + \frac{0,55}{t_1 (\sin \beta + B \cos \beta)} (1,2 \sqrt{\sin^2 \beta t_1^2 + B^2 \cos^2 \beta t_1^2} - \sqrt{\sin^2 \beta t_1^2 + B^2 \cos^2 \beta t_1^2}).$$

Или окончательно

$$K_{\Sigma} = 1 + \frac{0,11 \sqrt{\sin^2 \beta + B^2 \cos^2 \beta}}{\sin \beta + B \cos \beta}.$$

Для случая $t_1 = t_2 = t$ ($B = 1$)

$$K_{\Sigma} = 1 + \frac{0,11}{\sin \beta + \cos \beta}.$$

Пример. По данным предыдущего числового примера (см. с. 118) допуск на расстояние между осями отверстий корпусной детали $t_{\Sigma} = 0,131$ мм. Положим, $\beta = 30^\circ$. Примем $B = 1$.

Тогда

$$K_{\Sigma} = 1 + \frac{0,11}{0,5 + 0,866} = 1,08;$$

$$t = \frac{1,08 \cdot 0,131}{1,2} = 0,118 \text{ мм.}$$

На чертеже корпусной детали следует проставить $A_1 \pm 0,06$ мм и $A_2 \pm 0,06$ мм.

3. Обеспечение точности по перекосу осей валов цилиндрических зубчатых передач

Предельные отклонения f_y на перекося осей вращения колес по СТ СЭВ 641—77 относят к ширине зубчатого колеса (f_y/B). Для расчетов этот допуск удобнее отнести к размеру L между внешними

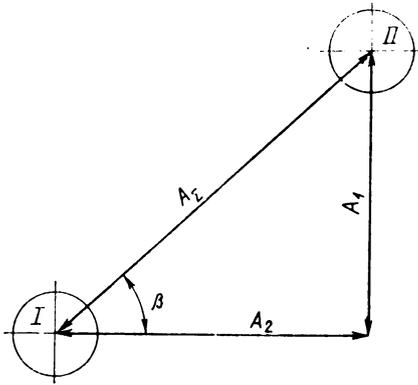


Рис. 2.21

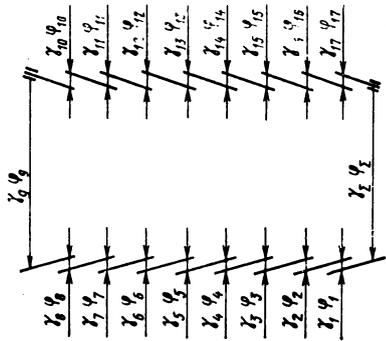


Рис. 2.22

стенками корпуса (см. рис. 2.18, а). Тогда допуск перекоса осей вращения валов $t_{\Sigma} = 2 f_v \frac{L}{B}$.

Предельные отклонения исходного размера задают симметрично относительно номинального значения, поэтому $em_{\Sigma} = 0$. На перекоса осей вращения валов влияют: перекоса осей отверстий под опоры валов в корпусе детали, отклонение от соосности дорожек качения наружных колец подшипников, зазоры в местах сопряжения подшипников с корпусом и радиальные зазоры в самих подшипниках.

На рис. 2.22 приведена расчетная схема γ , соответствующая эскизу зубчатой передачи (см. рис. 2.18, а). На схеме γ_{Σ} — исходный размер — перекоса осей вращения колес; $\gamma_1, \gamma_5, \gamma_{10}, \gamma_{14}$ — отклонения от соосности дорожек качения наружных колец подшипников; γ_2 и γ_6, γ_{11} и γ_{15} — смещения наружных колец подшипников в отверстиях корпуса (сопряжения с зазором); γ_9 — перекоса осей отверстий корпуса; $\gamma_3, \gamma_7, \gamma_{12}, \gamma_{16}$ — смещение центров дорожек качения внутренних колец подшипников вследствие зазоров в подшипниках; $\gamma_4, \gamma_8, \gamma_{13}, \gamma_{17}$ — отклонения от соосности наружных и внутренних поверхностей втулок.

Влияющий размер γ_9 — скалярная, а $\gamma_1, \gamma_4, \gamma_5, \gamma_8, \gamma_{10}, \gamma_{13}, \gamma_{14}$ и γ_{17} — векторные величины. Размеры $\gamma_2, \gamma_6, \gamma_{11}, \gamma_{15}$, а также γ_3 и γ_{12} или γ_7 и γ_{16} характеризуют сопряжения с зазорами, полностью выбираемыми в направлении действующих на опоры валов сил. При наличии осевых сил зазоры в самих подшипниках с той или другой стороны вала выбираются, поэтому размеры γ_3 и γ_{12} или γ_7 и γ_{16} в этом случае из расчетной схемы исключаются.

Коэффициент приведения размера γ_9 (перекоса осей отверстий корпуса) $C_9 = 1,0$.

Отклонения от соосности колец подшипников и втулок влияют на перекоса осей вращения в зависимости от расположения опор относительно внешних стенок корпуса. Коэффициенты приведения для них

(см. рис. 2.18, а) $C_1 = C_5 = C_{10} = C_{14} = C_4 = C_8 = C_{13} = C_{17} = L/l$.

Коэффициенты влияющих размеров для сопряжений с зазорами при учете направления выборки зазоров

$$C_2 = C_3 = \frac{L}{l} \sin \beta_1; \quad C_2 = C_7 = \frac{L}{l} \sin \beta_2;$$

$$C_{11} = C_{12} = \frac{L}{l} \sin \beta_3; \quad C_{15} = C_{16} = \frac{L}{l} \sin \beta_4;$$

здесь $\beta_1 - \beta_4$ — углы между направлениями сил, действующих на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

Точность исходного размера достигают по методу взаимозаменяемости.

Проводя рассуждения, аналогичные изложенным в § 4, п. 1, получим зависимости для нахождения характеристик рассеивания векторных величин $K_{\Sigma\sigma}^2 t_{\Sigma\sigma}^2$ и сопряжений с зазором $K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2$. Допуск перекоса осей отверстий корпусной детали

$$t_{\sigma} = \frac{1}{K_{\sigma}} \sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - K_{\Sigma\sigma}^2 t_{\Sigma\sigma}^2 - K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2},$$

где t_{z} — допуск перекоса осей вращения цилиндрических зубчатых колес на длине L .

Координату середины допуска размера γ_{σ} находим по условию (1.64) $em_{\sigma} = -M_{\Sigma z}$.

Пример. Определить допуск перекоса осей отверстий корпуса для зубчатой передачи, рассмотренной в примере к рис. 2.19 (см. с. 115). Для этой передачи $a_w = 180$ мм; $b_2 = 45$ мм. По СТ СЭВ 641—77 для степени точности 8 предельные отклонения на перекося $f_y = \pm 0,013/45$ мм/мм. Отнеся предельные отклонения к внешним стенкам корпуса ($L = 160$ мм — см. рис. 2.18, а), получим $t_{\Sigma} = 0,013 \cdot 160 = 2 \frac{0,013 \cdot 160}{45} = 0,092$ мм. Следовательно, характеристики исходного размера на длине $L = 160$ мм; $em_{\Sigma} = 0$; $t_{\Sigma} = 0,092$ мм.

Непосредственно в корпусе без промежуточных втулок установлены шариковые радиальные однорядные подшипники, поэтому из расчетной схемы на рис. 2.22 исключаются влияющие размеры $\gamma_4, \gamma_8, \gamma_{13}$ и γ_{17} , относящиеся к втулкам.

При принятых ранее геометрических размерах определим реакции в опорах и построим пространственную схему сил, определим углы β между силами давления вала на опоры и плоскостью расположения валов (см. рис. 2.20). Так как осевые силы, действующие в зацеплении, воспринимаются опорами 2 и 4, то размеры γ_7 и γ_{16} из расчетной схемы (см. рис. 2.22) выпадают.

Коэффициенты приведения $C_9 = 1,0$; $C_1 = C_5 = C_{10} = C_{14} = L/l = 160/135 = 1,185$. Вертикальные составляющие сил давления валов на опоры 1, 2 и 3, 4 взаимно противоположны по направлению (см. рис. 2.20). Учтем это в коэффициентах приведения

$$C_2 = C_3 = -\frac{L}{l} \sin \beta_1 = -\frac{160}{135} \sin 71^\circ 30' = -1,125;$$

$$C_6 = -\frac{L}{l} \sin \beta_2 = -\frac{160}{135} \sin 54^\circ 10' = -0,97;$$

$$C_{11} = C_{12} = \frac{L}{l} \sin \beta_3 = \frac{160}{135} \sin 85^\circ 20' = 1,181;$$

Таблица 2.8

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{el}^{es}	em	t	Y'_{el}^{es}	em'	t'		
γ_{Σ}	—	$0 \pm 0,046$	0	0,092	—	—	—	0	1,0
γ_1	1,185	$0^{+0,035}$	0	0,035	—	—	—	0	0,75
		$+0,035$	$+0,0175$	$0,035$	—	—	—	$-0,1$	
γ_2	-1,125	$100^{-0,015}$	$-0,0075$	0,015	—	—	—	0,1	1,2
γ_3	-1,125	$0^{+0,028}$	—	0,028	—	—	—	0	1,0
γ_5	1,185	$0^{+0,035}$	0	0,035	—	—	—	0	0,75
		$+0,035$	$+0,0175$	$0,035$	—	—	—	$-0,1$	
γ_6	-0,97	$100^{-0,015}$	$-0,0075$	0,015	—	—	—	0,1	1,2
γ_9	1	—	—	—	$0^{-0,050}$	$-0,066$	0,032	0	1,2
γ_{10}	1,185	$0^{+0,035}$	0	0,035	—	—	—	0	0,75
		$+0,035$	$0,0175$	$0,035$	—	—	—	$-0,1$	
γ_{11}	1,181	$80^{-0,015}$	$-0,0075$	0,015	—	—	—	0,1	1,2
γ_{12}	1,181	$0^{+0,028}$	—	0,028	—	—	—	0	1,0
γ_{14}	1,185	$0^{+0,035}$	0	0,035	—	—	—	0	0,75
		$+0,035$	$0,0175$	$0,035$	—	—	—	$-0,1$	
γ_{15}	1,1	$80^{-0,015}$	$-0,0075$	0,015	—	—	—	0,1	1,2

$$C_{15} = \frac{L}{l} \sin \beta_4 = \frac{160}{135} \sin 67^\circ 50' = 1,1.$$

Допуски влияющих размеров определим так же, как в указанном примере, и составим табл. 2.8. Определим величины, входящие в формулу для t_9 .

Сумма характеристик рассеивания векторных величин

$$K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 = 0,75^2 \cdot 4 \cdot 1,185^2 \cdot 0,035^2 = 0,0039 \text{ мм}^2.$$

Сумма характеристик рассеивания сопряжений с зазором

$$K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 = \frac{1}{4} \{1,2^2 [(-1,125)^2 + (-0,97)^2 + 1,181^2 + 1,1^2] (0,035^2 + 0,015^2) + [(-1,125)^2 + 1,181^2] 0,028^2\} = 0,0030 \text{ мм}^2.$$

Суммарная характеристика сопряжений с зазором

$$M_{\Sigma z} = \frac{1}{2} \{(1,125 + 0,97 + 1,181 + 1,1)[0,0175 - (-0,0075) + (-0,1)0,035 + 0,1 \cdot 0,015] + (1,125 + 1,181)0,014\} = 0,066 \text{ мм}.$$

Тогда $em_9 = -M_{\Sigma z} = -0,066$ мм. Так как число влияющих размеров больше пяти, то принимаем $K_{\Sigma} = 1,0$.

Подставив полученные данные в расчетную формулу, определим допуск размера γ_9 (перекоса осей отверстий корпусной детали)

$$t_9 = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,092^2 - 0,0039 - 0,0030} = 0,032 \text{ мм}.$$

Предельные расчетные отклонения размера γ_9

$$es'_9 = em_9 + 0,5t_9 = -0,066 + 0,5 \cdot 0,032 = -0,050 \text{ мм};$$

$$ei'_9 = em_9 - 0,5t_9 = -0,066 - 0,5 \cdot 0,032 = -0,082 \text{ мм}.$$

Итак, для размера γ_9 имеем $0_{-0,082}^{0,050}$ мм.

По результатам расчета можно ориентировочно принимать допуск перекоса осей отверстий корпусной детали $t_9 \approx (0,3 - 0,4)t_\Sigma$, где t_Σ — допуск перекоса осей вращения зубчатых колес, отнесенный к расстоянию L между внешними стенками корпуса. Допуск t_9 несимметричный. Координату середины допуска определим по суммарной характеристике сопряжений с зазором $em_9 = -M_{\Sigma z}$:

4. Параллельность осей валов цилиндрических зубчатых передач

По СТ СЭВ 641—77 предельные отклонения от параллельности f_x осей вращения колес симметричны и отнесены к ширине зубчатого колеса (f_x/B). Для расчета отклонения от параллельности осей отверстий корпуса их удобнее отнести к расстоянию L между внешними стенками корпуса (рис. 2.18, а). Тогда $t_\Sigma = 2f_x \frac{L}{B}$.

Для зубчатой передачи, изображенной на рис 2.18, а, на рис. 2.22 приведена расчетная схема φ . На схеме φ_Σ — исходный размер — отклонение от параллельности осей вращения колес; φ_9 — отклонение от параллельности осей отверстий корпуса. Остальные влияющие размеры схемы φ совпадают с размерами схемы γ .

Коэффициенты приведения для схемы φ : $C_9 = 1,0$; $C_1 = C_5 = C_{10} = C_{14} = C_4 = C_8 = C_{13} = C_{17} = L/l$.

Коэффициенты влияющих размеров, характеризующих сопряжения с зазорами, с учетом направления выборки зазоров определим по формулам

$$C_2 = C_3 = \frac{L}{l} \cos \beta_1; \quad C_6 = C_7 = \frac{L}{l} \cos \beta_2;$$

$$C_{11} = C_{12} = \frac{L}{l} \cos \beta_3; \quad C_{15} = C_{16} = \frac{L}{l} \cos \beta_4;$$

здесь $\beta_1 - \beta_4$ — углы между направлениями сил, действующих на опоры, и плоскостью, в которой расположены оси валов.

Точность исходного размера достигают по методу взаимозаменяемости.

Конкретные расчетные формулы совпадают с приведенными для расчета допуска на перекося осей отверстий корпуса (см. с. 121).

По результатам расчетов допуск на отклонение от параллельности осей отверстий корпуса приближенно можно принимать симметричным и численно равным $t_9 \approx (0,3...0,4) t_\Sigma$, где $t_\Sigma = 2f_x L/B$ — допуск на отклонение от параллельности осей вращения зубчатых колес, отнесенный к расстоянию L между внешними стенками корпуса.

5. Обеспечение необходимого зазора между торцами крышки и наружного кольца подшипника

В радиально-упорных подшипниках необходимо обеспечить осевой зазор в рекомендуемых пределах. Для удобства расчетов пределы допусковые пределы осевого зазора в подшипнике к расстоянию между торцами крышки и наружного кольца подшипника. При эксплуатации подшипников в нормальных условиях, когда температура внутренних колец не превышает температуру наружных колец более чем на 10°C , а разность температур вала и корпуса составляет $10\text{--}20^\circ\text{C}$, величину осевого зазора для стандартных радиально-упорных роликоподшипников принимают по данным табл. 14 работы [1].

Пример. На рис. 2.23 показаны вал-шестерня редуктора и расчетная схема H , определяющая зазор между торцами крышки и наружного кольца подшипника.

Опоры вала — конические роликовые подшипники № 7307. По данным табл. 14 [1] для этого подшипника, осевой зазор имеет следующие характеристики: $0^+_{-0}^0; \frac{1}{100}\%$, $em_{\Sigma} = 0,075\text{ мм}$; $t_{\Sigma} = 0,050\text{ мм}$.

Предельные отклонения на монтажную высоту подшипников (влияющие размеры H_1 и H_3) принимают по табл. 18 работы [1]: $22,75 \pm 0,25$; $em_{1,3} = 0$; $t_{1,3} = 0,5$.

Поскольку допуск осевого зазора — достаточно малая величина, а допуски размеров H_1 и H_3 значительно больше, то требуемая точность исходного размера может быть обеспечена применением компенсатора (размер H_6). Примем в качестве компенсатора прокладку разной толщины.

Предельные отклонения на влияющие размеры H_2 , H_4 , H_5 , H_7 примем в соответствии с рекомендациями, приведенными в гл. I, § 9. Номинальный размер компенсатора неизвестен, поэтому и влияющие размеры H_4 и H_7 примем ориентировочно; $H_4 = H_7 = 8\text{ мм}$.

Толщину первой самой тонкой прокладки определим по условию (1.90) $h_1 \leq \frac{0,050}{1}$. Примем в качестве первой прокладки ленту медную толщиной $h_1 = 0,05 \pm 0,005\text{ мм}$. Поскольку остальные прокладки имеют большую толщину и, следовательно, большие отклонения, то для расчетов примем предельные отклонения для размера $H_6 \pm 0,02\text{ мм}$.

Составим расчетную таблицу (табл. 2.9). Так как число влияющих размеров больше пяти, то принимаем $\alpha_{\Sigma} = 0$; $K_{\Sigma} = 1,0$.

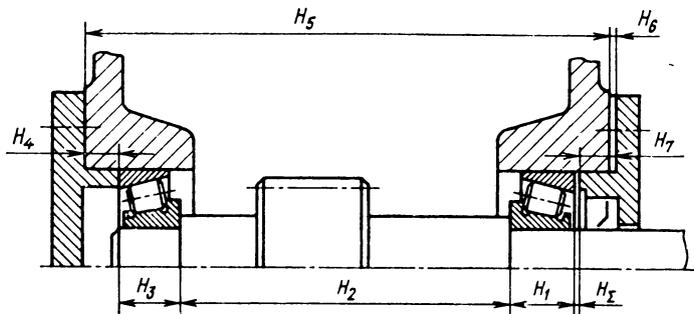


Рис. 2.23

Таблица 2.9

Размер	С	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	К
		Y_{el}^{es}	em	t	Y_{el}^{es}	em'	t'		
H_{Σ}	—	$0 \pm \begin{matrix} 0,100 \\ 0,050 \end{matrix}$	0,075	0,050	—	—	—	0	1,0
H_1	-1	$22,75 \pm 0,25$	0	0,5	—	—	—	0	
H_2	-1	—	—	—	$204_{-0,46}$	-0,23	0,46	0,1	1,2
H_3	-1	$22,75 \pm 0,25$	0	0,5	—	—	—	0	
H_4	-1	—	—	—	$8,55 \pm 0,15$	0	0,3	0	
H_5	1	—	—	—	$266_{-0,52}$	-0,26	0,52	0,1	
H_6	1	—	—	—	$0,6 \pm 0,02$	0	0,04	0	
H_7	-1	—	—	—	$8,55 \pm 0,15$	0	0,3	0	

Используя формулу (1.31), определим расчетный допуск

$$t'_{\Sigma} = 1,2 \sqrt{0,5^2 + 0,46^2 + 0,5^2 + 0,3^2 + 0,52^2 + 0,04^2 + 0,3^2} \approx 1,3 \text{ мм.}$$

Номинальная толщина набора прокладок по формуле (1.95)

$$Y_{\kappa} = \frac{0,5 \cdot 1,3}{1} = 0,65 \text{ мм.}$$

Примем $H_6 = 0,6$ мм, $H_4 = H_7 = 8,55$ мм и проверим правильность назначения всех номинальных размеров расчетной схемы

$$Y_{\Sigma} = -22,75 - 204 - 22,75 - 8,55 + 266 + 0,6 - 8,55 = 0,$$

следовательно, номинальные размеры увязаны. По формуле (1.29)

$$em'_{\Sigma} = -1(-0,23 + 0,1 \cdot 0,46) + 1(-0,26 + 0,1 \cdot 0,52) = -0,024 \text{ мм.}$$

Среднее отклонение компенсатора (1.87)

$$em'_{\kappa} = \frac{1}{1} [0,075 - (-0,024)] = 0,099 \text{ мм.}$$

Наибольший расчетный размер компенсатора (1.89)

$$Y'_{\kappa \max} = 0,6 + 0,099 + \frac{0,5 \cdot 1,3}{1} = 1,35 \text{ мм.}$$

В соответствии с выражением (1.93) толщина последней прокладки должна быть $h_{\max} \geq 0,67$ мм.

Следовательно, в набор должны входить компенсаторные прокладки следующих толщин [см. (1.92)]: $h_1 = 0,05$ мм; $h_2 = 0,1$ мм; $h_3 = 0,2$ мм; $h_4 = 0,4$ мм; $h_5 = 0,8$ мм.

При этом условии (1.94) удовлетворяется:

$$0,05 + 0,1 + 0,2 + 0,4 + 0,8 = 1,55; 1,55 > 1,35.$$

Ранее (см. с. 124) предельные отклонения толщины набора прокладок (размер H_6) приняты ориентировочно. Уточнение этих отклонений для найденного набора прокладок, как показывают расчеты, не изменяет конечного результата.

§ 5. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Совпадение вершины делительного конуса конической шестерни с осью вращения конического колеса

На рис. 2.24 приведен эскиз конической зубчатой передачи и расчетная схема E , выявляющая отклонения, вследствие которых вершина делительного конуса конической шестерни может не совпадать с осью вращения конического колеса. Предельное осевое смещение ($\pm f_{AM}$) устанавливает СТ СЭВ 186—75.

Пример. Для 8-й степени точности, $m_n = 3$ мм и R_m до 100 мм предельное осевое смещение $\pm 0,080$ мм. Следовательно, $em_{\Sigma} = 0$; $l_{\Sigma} = 0,160$ мм.

Составляющие размеры: E_1 и E_2 — смещение центра дорожки качения наружного кольца подшипника в левой и правой опорах вала колеса (численно равно половине радиального биения дорожки качения наружного кольца); E_3 — расстояние между осью отверстий в корпусе под опоры вала колеса и торцом прилива под стакан; E_4 — толщина набора прокладок (компенсатор) между торцом прилива корпуса и фланцем стакана; E_5 — расстояние от фланца до упорного буртика стакана; E_6 — монтажная высота левого по схеме подшипника вала-шестерни; E_7 — расстояние от упорного буртика вала-шестерни до вершины делительного конуса.

Коэффициенты приведения составляющих размеров

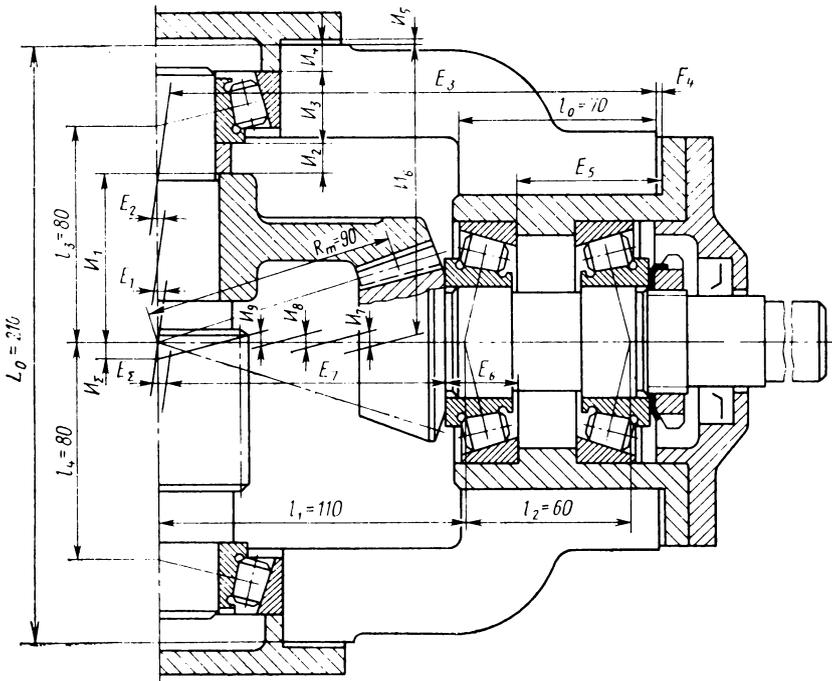


Рис. 2.24

Таблица 2.10

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{el}^{es}	em	t	$Y'_{el}{}^{es}$	em'	t'		
E_{Σ}	—	$0 \pm 0,08$	0	0,16	—	—	—	1	
E_1	-0,5	$0^{+0,035}$	0	0,035	—	—	—	0,75	
E_2	-0,5	$0^{+0,035}$	0	0,035	—	—	—	0,75	
E_3	1	$188 \pm 0,23$	0	0,46	—	—	—	0	
E_4	1	—	—	—	$0,6 \pm 0,5$	0	1,0		
E_5	-1	$70,85 \pm 0,15$	0	0,3	—	—	—	1,2	
E_6	-1	$22,75 \pm 0,25$	0	0,5	—	—	—		
E_7	-1	$95_{-0,35}$	-0,175	0,35	—	—	—	0,1	

$$C_1 = -\frac{l_3}{l_3 + l_4} = -\frac{80}{160} = -0,5; \quad C_2 = -\frac{l_4}{l_3 + l_4} = -\frac{80}{160} = -0,5;$$

$$C_5 = C_6 = C_7 = -1; \quad C_3 = C_4 = 1.$$

Так как в расчетной схеме есть компенсатор E_4 , то допуски на влияющие размеры E_3 , E_5 примем по $\pm IT12/2$, а на размер E_7 — по $h12$. Предельные отклонения размеров, относящихся к подшипникам, принимаем по данным работы [1]: для размеров E_1 и E_2 — по табл. 11, для размера E_6 — по табл. 18.

Так как смещение центра дорожки качения наружного кольца подшипника может быть направлено в любую сторону, то в расчетные формулы подставляем $em = 0$; $t_b = 0,035$ мм.

Составим расчетную таблицу (табл. 2.10).

Размеры E_1 и E_2 — векторные величины, остальные размеры — скалярные. Для исходного размера можно принять $\alpha_{\Sigma} = 0$; $K_{\Sigma} = 1,0$ (большое число звеньев с однородными допусками).

По формуле (1.60), приняв $t'_{\Sigma} = \omega_{\Sigma}$, имеем

$$t'_{\Sigma} = \frac{1}{1} \sqrt{2 \cdot 0,75^2 \cdot 0,5^2 \cdot 0,035^2 + 1,2^2 (0,46^2 + 0,3^2 + 0,5^2 + 0,35^2)} = 0,99 \text{ мм.}$$

По условию (1.95) принимаем $Y_K = 0,6$ мм.

Проверим согласование номинальных размеров: $E_{\Sigma} = 188 + 0,6 - 70,85 - 22,75 - 95 = 0$.

Расчетная координата середины допуска [по формулам (1.29), (1.61) и (1.62)]

$$em'_{\Sigma} = -1[-0,18 + 0,1 \cdot 0,35] = 0,14 \text{ мм.}$$

По формуле (1.87)

$$em'_K = \frac{1}{1} (0 - 0,14) = -0,14 \text{ мм.}$$

Тогда максимальный размер компенсатора [см. формулу (1.89)]

$$Y'_{K \max} = 0,6 - 0,14 + \frac{0,5 \cdot 0,99}{1} = 0,955 \text{ мм.}$$

Выполняя условие (1.90), принимаем толщину первой самой тонкой прокладки $h_1 = 0,15$ мм ($0,15 < 0,16$ мм). Толщина последней прокладки набора (1.93) $h_m \geq 0,5 \cdot 0,955 = 0,477$ мм. Тогда толщины других прокладок $h_2 = 0,3$ мм; $h_3 = 0,6$ мм. Проверим выполнение условия (1.94): $0,15 + 0,3 + 0,6 > 0,955$. Таким образом, точность совпадения вершины делительного конуса конической шестерни с осью вращения конического колеса может быть обеспечена применением компенсатора — набора прокладок с толщинами $h_1 = 0,15$ мм; $h_2 = 0,3$ мм; $h_3 = 0,6$ мм.

2. Совпадение вершины делительного конуса конического колеса с осью вращения конической шестерни

Расчетная схема И (см. рис. 2.24) определяет смещение вершины делительного конуса колеса с оси вращения шестерни. Предельное осевое смещение устанавливает СТ СЭВ 186—75.

Влияющие размеры: I_1 — размер конического колеса от базового торца до вершины делительного конуса; I_2 — размер дистанционного кольца; I_3 — монтажная высота подшипника; I_4 — расстояние между торцовыми поверхностями в крышке подшипников; I_5 — компенсатор — набор прокладок; I_6 — расстояние в корпусе от торца до оси отверстия под стакан; I_7 — смещение осей отверстия и наружной поверхности стакана; I_8 — смещение центра дорожки качения наружного кольца левого подшипника вала-шестерни; I_9 — то же, для правого подшипника.

Коэффициенты приведения влияющих размеров $C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = 1,0$; $C_5 = C_6 = C_7 = 1$; $C_8 = \frac{l_1 + l_2}{l_2}$; $C_9 = \frac{l_1}{l_2}$. Здесь, так же, как и для схемы Е, $\alpha_{\Sigma} = 0$; $K_{\Sigma} = 0$.

Размеры I_7 , I_8 , I_9 — векторные величины, остальные — скалярные. Необходимая точность исходного размера обеспечивается компенсатором (размер I_5). Компенсатор рассчитываем по тем же зависимостям, что и для схемы Е.

3. Угол между осями вращения конических колес в передаче

Расчетная схема ф (рис. 2.25) выявляет отклонения, влияющие на точность угла между осями вращения конических колес. По СТ СЭВ 186—75 на этот параметр установлены симметричные отклонения $\pm E_{\Sigma}$ на длине среднего конусного расстояния R_m . Следовательно, параметры исходного размера $em_{\Sigma} = 0$; $t_{\Sigma} = 2|E_{\Sigma}|/R$ мм/мм.

Для расчетов допуск t_{Σ} удобнее отнести к условной длине L_0

$$t_{\Sigma} = \frac{2|E_{\Sigma}|L_0}{R},$$

где L_0 — условная длина (200, 300, 500 мм или расстояние между платиками).

Влияющие размеры: ϕ_1 и ϕ_2 — отклонение от соосности дорожек качения наружных колец подшипников (правого и левого —

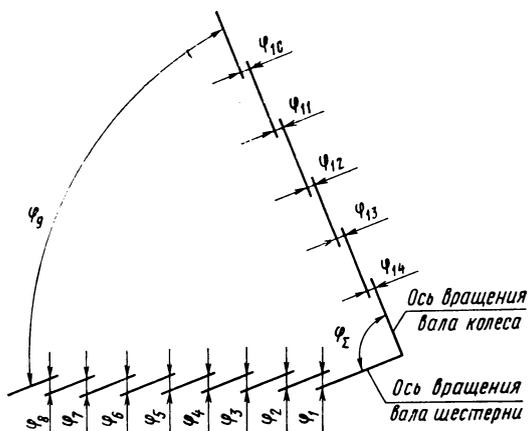


Рис. 2.25

см. рис. 2.24) вала-шестерни; φ_3 и φ_4 — зазоры в сопряжении наружных колец правого и левого подшипников вала-шестерни с отверстием стакана; φ_5 — радиальный зазор в подшипнике вала-шестерни, не нагруженном внешней осевой силой; φ_6 — отклонение от параллельности оси наружного цилиндра стакана общей оси его отверстий; φ_7 — зазор в сопряжении стакана с отверстием корпуса; φ_8 — поворот стакана в отверстии корпуса за счет конусности стакана и отверстия; φ_9 — угол между осями отверстий корпуса; φ_{10} и φ_{11} — отклонение от соосности наружных колец подшипников вала колеса; φ_{12} и φ_{13} — зазоры в сопряжении наружных колец подшипников вала колеса с отверстием корпуса; φ_{14} — радиальный зазор в подшипнике вала колеса, не нагруженном внешней осевой силой.

Если все допуски отнести к условной длине L_0 , то для коэффициентов приведения влияющих размеров можно записать

$$C_1 = C_2 = \frac{L_0}{l_2}; C_3 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_1; C_4 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_2,$$

где l_2 — расстояние между подшипниками вала-шестерни (см. рис. 2.24); β_1 и β_2 — углы между направлениями сил, действующих на правую и левую опоры вала-шестерни, и плоскостью, в которой расположены оси валов (рис. 2.26).

Если внешнюю осевую силу воспринимает левая опора, то $C_5 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_1$. В противном случае $C_5 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_2$.

Остальные коэффициенты: $C_6 = C_8 = \frac{L_0}{l_0}$, где l_0 — длина наружного цилиндра стакана; $C_7 = \frac{L_0}{l_0} \cos \beta_1$; $C_9 = \frac{L_0}{L_0} = 1$; $C_{10} = C_{11} = \frac{L_0}{l_K}$, где $l_K = l_3 + l_4$ — расстояние между подшипниками вала ко-

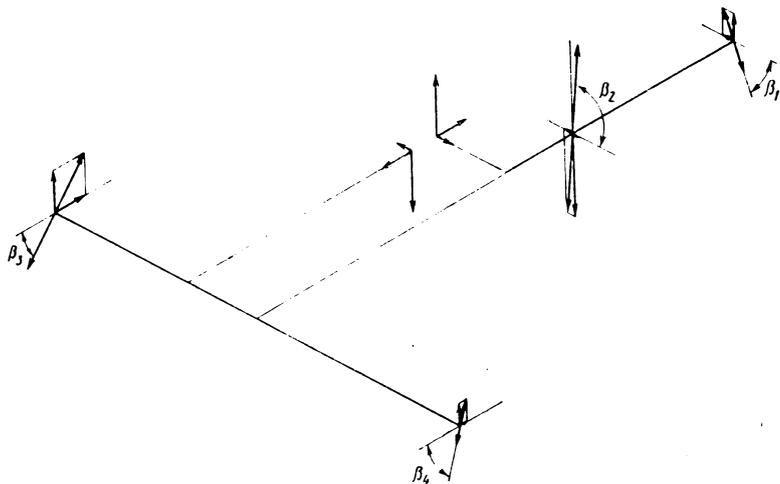


Рис. 2.26

леса; $C_{12} = \frac{L_0}{l_K} \cos \beta_3$, где β_3 — угол между направлением действия силы на верхнюю (см. рис. 2.24) опору вала колеса и плоскостью расположения валов конической передачи; $C_{13} = \frac{L_0}{l_K} \cos \beta_4$, где β_4 — соответствующий угол для нижней (см. рис. 2.24) опоры вала колеса; $C_{14} = \frac{L_0}{l_K} \cos \beta_4$, если внешнюю осевую силу воспринимает верхняя по рис. 2.24 опора вала колеса; в противном случае $C_{14} = \frac{L_0}{l_K} \cos \beta_3$.

В схеме φ размеры $\varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_7, \varphi_{12}, \varphi_{13}, \varphi_{14}$ — скалярные величины, размеры $\varphi_3, \varphi_4, \varphi_7, \varphi_{12}$ и φ_{13} — зазоры в цилиндрических сопряжениях, и φ_5 и φ_{14} — зазоры между телами качения и кольцами. Размеры $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_6, \varphi_8, \varphi_{10}$ и φ_{11} — векторные величины.

Допуск угла между осями отверстий корпуса

$$t_9 = \frac{1}{K_9} \sqrt{K_{\Sigma}^2 t_{\Sigma}^2 - K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 - K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2}$$

Координата середины допуска размера φ_9 по условию (1.64) $em_9 = -M_{\Sigma z}$.

Сумма характеристик рассеивания векторных величин

$$K_{\Sigma v}^2 t_{\Sigma v}^2 = 0,75^2 \left[\left(\frac{L_0}{l_3} \right)^2 (t_{v1}^2 + t_{v2}^2) + \left(\frac{L_0}{l_0} \right)^2 (t_{v6}^2 + t_{v8}^2) + \left(\frac{L_0}{l_K} \right)^2 (t_{v10}^2 + t_{v11}^2) \right].$$

При выполнении требований к форме и точности расположения поверхностей стаканов, приведенных ниже (см. § 9), для упрощения расчетов размеры φ_6 и φ_8 вследствие их малого влияния на конечный результат из расчетной формулы можно исключить.

Сумма характеристик рассеивания сопряжений с зазором

$$K_{\Sigma z}^2 t_{\Sigma z}^2 = \frac{1}{4} \left\{ \left(\frac{L_0}{l_2} \cos \beta_1 \right)^2 (K_{a3}^2 t_{a3}^2 + K_{b3}^2 t_{b3}^2) + \left(\frac{L_0}{l_2} \cos \beta_2 \right)^2 [(K_{a4}^2 t_{a4}^2 + K_{b4}^2 t_{b4}^2) + K_{z5}^2 t_{z5}^2] + \left(\frac{L_0}{l_0} \cos \beta_2 \right)^2 (K_{a7}^2 t_{a7}^2 + K_{b7}^2 t_{b7}^2) + \left(\frac{L_0}{l_K} \cos \beta_3 \right)^2 (K_{a12}^2 t_{a12}^2 + K_{b12}^2 t_{b12}^2) + \left(\frac{L_0}{l_K} \cos \beta_4 \right)^2 [(K_{a13}^2 t_{a13}^2 + K_{b13}^2 t_{b13}^2) + K_{z14}^2 t_{z14}^2] \right\}.$$

Суммарная характеристика сопряжений с зазором

$$M_{\Sigma z} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{L_0}{l_3} \cos \beta_1 [(em_{a3} - em_{b3}) + (\alpha_{a3} t_{a3} - \alpha_{b3} t_{b3})] + (em_{a4} - em_{b4}) + (\alpha_{a4} t_{a4} - \alpha_{b4} t_{b4}) + 0,5t_{z5} + \frac{L_0}{l_0} \cos \beta_2 [(em_{a7} - em_{b7}) + (\alpha_{a7} t_{a7} - \alpha_{b7} t_{b7})] + \frac{L_0}{l_K} \cos \beta_3 [(em_{a12} - em_{b12}) + (\alpha_{a12} t_{a12} - \alpha_{b12} t_{b12})] + \frac{L_0}{l_K} \cos \beta_4 [(em_{a13} - em_{b13}) + (\alpha_{a13} t_{a13} - \alpha_{b13} t_{b13})] + 0,5t_{z14} \right\}.$$

Для радиально-упорных подшипников радиальный зазор определяют по осевому зазору z_s : $t_z = z_s \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол контакта радиально-упорного подшипника.

Пример. Определить допуск угла между осями отверстий в корпусе конической зубчатой передачи, изображенной на рис. 2.24. Для этой передачи по СТ СЭВ 186—75 (табл. 16) при R_m до 100 мм и сопряжения В предельные отклонения межосевого угла передачи $\pm 0,060$ мм. Относя предельные отклонения к расстоянию между пластиками ($L_0 = 210$ мм), получим

$$t_{\Sigma} = \frac{2 |E_{\Sigma}| L_0}{R_m} = \frac{2 \cdot 0,060 \cdot 210}{90} = 0,280 \text{ мм.}$$

Таким образом, характеристики исходного размера на длине L_0 : $em_{\Sigma} = 0$; $t_{\Sigma} = 0,280$ мм.

При принятых ранее геометрических размерах определим реакции в опорах, построим пространственную схему сил и найдем углы β между векторами сил, действующих со стороны валов на опоры, и плоскостью расположения валов (рис. 2.26).

$$\begin{aligned} \text{Коэффициенты приведения: } C_1 = C_2 = \frac{L_0}{l_2} = \frac{210}{60} = 3,5; \quad C_3 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_1 = \\ = \frac{210}{60} \cos 64^\circ 30' = 1,51; \quad C_4 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_2 = \frac{210}{60} \cos 87^\circ 50' = 0,132; \\ C_5 = \frac{L_0}{l_2} \cos \beta_1 = \frac{210}{60} \cos 64^\circ 30' = 1,51; \quad C_7 = \frac{L_0}{l_0} \cos \beta_1 = \end{aligned}$$

Таблица 2.11

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{ei}^{es}	em	t	$Y'_{ei}{}^{es}$	em'	t'		
Φ_{Σ}	—	$0 \pm 0,125$	0	0,25	—	—	—	0	1,0
Φ_1	3,5	$0^{+0,035}$	0	0,035	—	—	—	0	0,75
Φ_2	3,5	$0^{+0,035}$	0	0,035	—	—	—	0	0,75
Φ_3	1,51	$80^{+0,035}$	—	—	—	—	—	—	—
		$-0,015$	$0,0175$	$0,035$	—	—	—	$-0,1$	1,2
Φ_4	0,132	$80^{+0,035}$	—	—	—	—	—	—	—
		$-0,015$	$0,0175$	$0,035$	—	—	—	$-0,1$	1,2
Φ_6	1,51	$0^{+0,020}$	—	0,020	—	—	—	0	1,0
		—	$0,0175$	$0,035$	—	—	—	$-0,1$	1,2
Φ_7	1,29	$95^{+0,035}$	—	—	—	—	—	—	—
		$-0,022$	$-0,011$	$0,022$	—	—	—	$0,1$	1,2
Φ_9	1	—	—	—	$0^{+0,003}$	$-0,09$	$0,175$	—	—
Φ_{10}	1,31	$0^{+0,035}$	—	0,035	—	—	—	0	0,75
Φ_{11}	1,31	$0^{+0,035}$	—	0,035	—	—	—	0	0,75
		—	$0,0175$	$0,035$	—	—	—	$-0,1$	—
Φ_{12}	0,82	$80^{+0,035}$	—	—	—	—	—	—	—
		$-0,015$	$-0,0075$	$0,015$	—	—	—	$0,1$	1,2
Φ_{13}	0,17	$80^{+0,035}$	—	—	—	—	—	—	—
		$-0,015$	$-0,0075$	$0,015$	—	—	—	$0,1$	1,2
Φ_{14}	0,17	$0^{+0,020}$	—	0,020	—	—	—	0	1,0

$$= \frac{210}{70} \cos 64^\circ 30' = 1,29; C_9 = 1,0; C_{10} = C_{11} = \frac{L_0}{l_R} = \frac{210}{160} = 1,31;$$

$$C_{12} = \frac{L_0}{l_R} \cos \beta_3 = \frac{210}{160} \cos 51^\circ 10' = 0,82;$$

$$C_{13} = C_{14} = \frac{L_0}{l_R} \cos \beta_4 = \frac{210}{160} \cos 82^\circ 40' = 0,17.$$

Составим расчетную таблицу (табл. 2.11).

Определим величины, входящие в формулу для нахождения t_9 .

Сумма характеристик рассеивания векторных величин

$$K_{\Sigma_0}^2 t_{\Sigma_0}^2 = 0,75^2 (3,5^2 \cdot 2 \cdot 0,035^2 + 1,31^2 \cdot 2 \cdot 0,035^2) = 0,019 \text{ мм}^2.$$

Сумма характеристик рассеивания сопряжений с зазором

$$K_{\Sigma_2}^2 t_{\Sigma_2}^2 = \frac{1}{4} [1,51^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + 0,132^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + \\ + 0,02^2 + 1,29^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,022^2) + 0,82^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + \\ + 0,17^2 \cdot 1,2^2 (0,035^2 + 0,015^2) + 0,02^2] = 0,0026 \text{ мм}^2.$$

Суммарная характеристика сопряжений с зазором

$$M_{\Sigma z} = \frac{1}{2} \{3,5 [0,0175 - (-0,0075)] + (-0,1)0,035 + (-0,1)0,015\} + \\ + 0,1 + 0,0175 - (-0,011) + (-0,1)0,035 + (-0,1)0,022\} = 0,096 \text{ мм.}$$

Тогда $em_9 = -M_{\Sigma z} = -0,096$ мм. Так как число влияющих размеров больше пяти, то принимаем $K_{\Sigma} = 1,0$.

Подставив полученные данные в расчетную формулу, определим допуск размера φ_9 (угла между осями отверстий корпуса)

$$t_9 = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,28^2 - 0,019 - 0,0026} = 0,198 \text{ мм.}$$

Предельные расчетные отклонения размера φ_9

$$es'_9 = em_9 + 0,5t_9 = -0,096 + 0,5 \cdot 0,198 = +0,003 \text{ мм;}$$

$$ei'_9 = em_9 - 0,5t_9 = -0,096 - 0,5 \cdot 0,198 = -0,195 \text{ мм.}$$

По результатам расчета можно ориентировочно принимать допуск угла между осями отверстий корпусной детали $t_9 = (0,6 \dots 0,7) t_{\Sigma}$, где t_{Σ} — допуск угла между осями вращения конических колес, отнесенный к размеру L_0 между платиками корпуса. Допуск t_9 несимметричный. Координату середины допуска определим по суммарной характеристике сопряжений с зазором $em_9 = -M_{\Sigma z}$.

4. Расстояние между осями вращения конических колес

На рис. 2.27 приведена расчетная схема T , определяющая межосевое расстояние передачи. В табл. 9 стандарта СТ СЭВ 186—75 на этот параметр установлены симметричные отклонения, поэтому характеристики исходного размера $em_{\Sigma} = 0$; $t_{\Sigma} = 2|a|$.

Влияющие размеры схемы T : T_1 и T_2 — отклонение от соосности дорожек качения наружных колец левого и правого подшипников вала-шестерни; T_3 и T_4 — зазоры в сопряжении наружных колец левого и правого подшипников вала-шестерни с отверстием стакана; T_5 — радиальный зазор в подшипнике вала-шестерни, не нагруженном внешней осевой силой; T_6 — отклонение от соосности оси наружного цилиндра стакана относительно общей оси его отверстий; T_7 — отклонение от параллельности оси наружного цилиндра стакана общей оси его отверстий; T_8 — зазор в сопряжении стакана с отверстием корпуса; T_9 — межосевое расстояние в корпусе; T_{10} и T_{11} — отклонение от соосности наружных колец подшипников вала колеса; T_{12} и T_{13} — зазоры в сопряжении наружных колец подшипников вала колеса с отверстиями корпуса; T_{14} — радиальный зазор в подшипнике вала колеса, не нагруженном внешней осевой силой.

Коэффициенты приведения влияющих размеров

$C_1 = \frac{l_1 + l_2}{l_3}$; $C_2 = \frac{l_1}{l_2}$; $C_3 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} \sin \beta_2$; $C_4 = \frac{l_1}{l_2} \sin \beta_1$; где β_2 и β_1 — углы между направлениями сил, действующих в левой и правой опорах вала-шестерни, и плоскостью, в которой расположены оси валов;

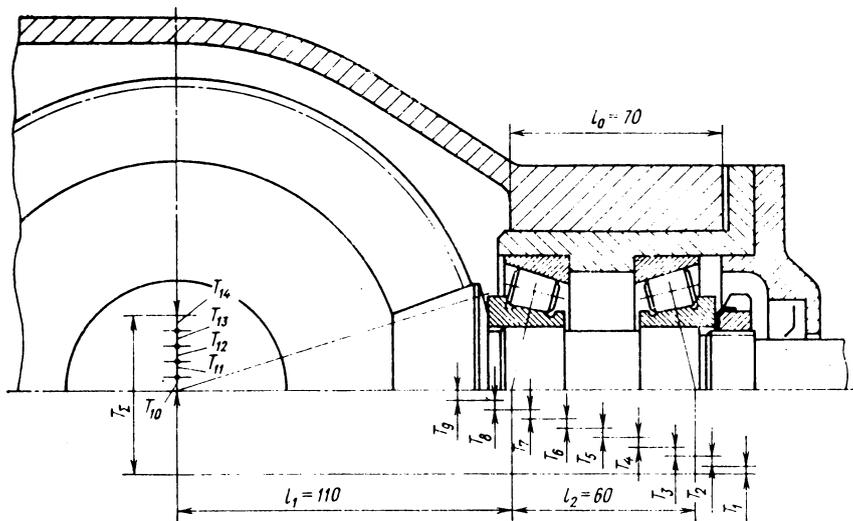


Рис. 2.27

$C_5 = \frac{l_1}{l_2} \sin \beta_1$, если внешнюю осевую силу воспринимает левый подшипник вала-шестерни; в противном случае $C_5 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} \sin \beta_2$;

$C_6 = 1,0$, $C_7 = \frac{l_0 + l_1}{l_0}$, где l_0 — длина наружного цилиндра стакана;

$C_8 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} \sin \beta_2$; $C_9 = 1,0$, $C_{10} = \frac{l_3}{l_K}$; $C_{11} = \frac{l_4}{l_K}$, где l_3 и l_4 — расстояния от подшипников вала колеса до оси шестерни; $l_K = l_3 + l_4$ — расстояние между подшипниками вала колеса;

$C_{12} = \frac{l_3}{l_K} \sin \beta_3$; $C_{13} = \frac{l_4}{l_K} \sin \beta_4$, где β_3 и β_4 — углы между направлениями сил, действующих в опорах вала колеса, и плоскостью, в которой расположены оси валов;

$C_{14} = \frac{l_4}{l_K} \sin \beta_4$, если внешнюю осевую силу воспринимает верхний (по рис. 2.24) подшипник вала колеса; если внешнюю осевую силу воспринимает нижний (по рис. 2.24) подшипник вала колеса, то $C_{14} = \frac{l_3}{l_K} \sin \beta_3$.

Размеры $T_1, T_2, T_6, T_7, T_{10}, T_{11}$ — векторные величины, а $T_3, T_4, T_5, T_8, T_9, T_{12}, T_{13}, T_{14}$ — скалярные. Следует отметить также, что размеры T_6, T_7 и T_9 вследствие их малости при обычных расчетах можно во внимание не принимать.

Расчетные зависимости можно получить аналогично предыдущему случаю. Рассмотрим конкретный пример.

Пример. Определим отклонения межосевого расстояния конической зубчатой передачи, представленной на рис. 2.24. Для этой передачи по СТ СЭВ 186—75 (табл. 9) при R_m до 100 мм и степени точности 7 предельные

Таблица 2.12

Размер	C	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{ei}^{es}	em	t	Y_{ei}^{es}	em'	t'		
T_{Σ}	—	$0 \pm 0,020$	0	0,040				0	1,0
T_1	2,84	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
T_2	1,83	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
T_3	2,83	$80^{+0,035}$	$0,0175$	$0,035$				$-0,1^3$	
		$-0,015$	$-0,0075$	$0,015$				0,1	
T_4	1,65	$80^{+0,035}$	$0,0175$	$0,035$				$-0,1$	
		$-0,015$	$-0,0075$	$0,015$				0,1	
T_5	1,65	$0^{+0,020}$	0	0,020				0	1,2
T_6	2,83	$95^{+0,035}$	$0,0175$	$0,035$				$-0,1$	
		$-0,022$	$-0,011$	$0,022$				0,1	
T_9	1,0	—	—	—	$0 \pm 0,015$	0	0,03	0	
T_{10}	0,5	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
T_{11}	0,5	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
T_{12}	0,39	$80^{+0,035}$	$0,0175$	$0,035$				$-0,1$	1,2
		$-0,015$	$0,0075$	$0,015$				0,1	
T_{13}	0,5	$80^{+0,035}$	$0,0175$	$0,035$				$-0,1$	1,2
		$-0,015$	$0,0075$	$0,015$				0,1	
T_{14}	0,5	$0^{+0,020}$	0	0,020				0	1,2

отклонения межосевого расстояния $\pm 0,020$ мм. Таким образом, характеристики исходного размера $em_{\Sigma} = 0$; $t_{\Sigma} = 0,040$ мм.

При принятых ранее геометрических размерах определим реакции в опорах, построим пространственную схему сил и рассчитаем углы β между векторами сил со стороны валов на опоры и плоскостью расположения валов (см. рис. 2,24, 2,26).

Коэффициенты приведения

$$C_1 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} = \frac{110 + 60}{60} = 2,84; \quad C_2 = \frac{l_1}{l_2} = \frac{110}{60} = 1,83;$$

$$C_3 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} \sin \beta_2 = \frac{110 + 60}{60} \sin 87^\circ 50' = 2,83;$$

$$C_4 = \frac{l_1}{l_2} \sin \beta_1 = \frac{110}{60} \sin 64^\circ 30' = 1,65;$$

$$C_5 = \frac{l_1}{l_2} \sin \beta_1 = \frac{110}{60} \sin 64^\circ 30' = 1,65;$$

$$C_6 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} \sin \beta_2 = \frac{110 + 60}{60} \sin 87^\circ 50' = 2,83;$$

$$C_{10} = \frac{l_3}{l_K} = \frac{80}{160} = 0,5; \quad C_{11} = \frac{l_4}{l_K} = \frac{80}{160} = 0,5;$$

$$C_{12} = \frac{l_3}{l_K} \sin \beta_3 = \frac{80}{160} \sin 51^\circ 10' = 0,39;$$

$$C_{13} = \frac{l_4}{l_K} \sin \beta_4 = \frac{80}{160} \sin 82^\circ 40' \approx 0,5;$$

$$C_{14} = \frac{l_4}{l_K} \sin \beta_4 = \frac{80}{160} \sin 82^\circ 40' \approx 0,5.$$

Составим расчетную таблицу (табл. 2.12).

Как видно из табл. 2.12, большая часть составляющих размеров имеет допуск, примерно равные допуску исходного размера. Расчеты показывают, что сумма погрешностей всех размеров даже без учета T_9 значительно превышает допуск исходного размера ($\omega'_\Sigma = 0,4 \text{ мм} > t_\Sigma = 0,040 \text{ мм}$).

Анализ табличных данных показывает, что наибольшее влияние оказывают погрешности, связанные с левым подшипником вала-шестерни, сопряжением стакана с корпусом, установкой подшипников в стакане (для всех этих случаев большие значения коэффициента приведения). На размер T_9 можно рекомендовать допуск $t_9 \approx (0,7..0,8) f_a$.

Как следует из расчетов, допуски f_a по СТ СЭВ 186—75 очень жесткие и значительное число передач имеет действительные отклонения исходного размера, намного превосходящие регламентированные стандартом отклонения.

§ 6. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Межосевое расстояние

На рис. 2.28 приведены расчетные схемы червячной передачи. На рис. 2.28, *a* опоры червяка *III* и *IV* — радиально-упорные подшипники, поставленные «враспор». На рис. 2.28, *б* *III* — фиксирующая опора червяка (два радиально-упорных подшипника), *IV* — плавающая опора (радиальный подшипник). На схемах обозначены: A_1, A_3, A_7, A_9 — отклонения от соосности дорожек качения наружных колец подшипников вала колеса и вала червяка; A_2, A_4, A_8, A_{10} — зазоры между кольцами подшипников и отверстием корпусной детали (стакана); A_5, A_{11} — зазоры между телами качения и кольцами в подшипниках вала колеса и червяка, не воспринимающих внешнюю осевую нагрузку; A_6 — межосевое расстояние корпусной детали; A_{12} — отклонение от соосности внешнего цилиндра стакана и его отверстия; A_{13} — зазор между стаканом и отверстием корпуса. Размеры A_1, A_3, A_7, A_9 и A_{12} — векторные величины, остальные — скалярные.

Допуск исходного размера $t_\Sigma = 2 |f_{ar}|$, где показатель $\pm f_{ar}$ принимают по СТ СЭВ 311—76 (табл. 13).

Допуски всех размеров, кроме A_6 , известны. Выполняя такие же действия, как для зубчатой цилиндрической передачи, определяют

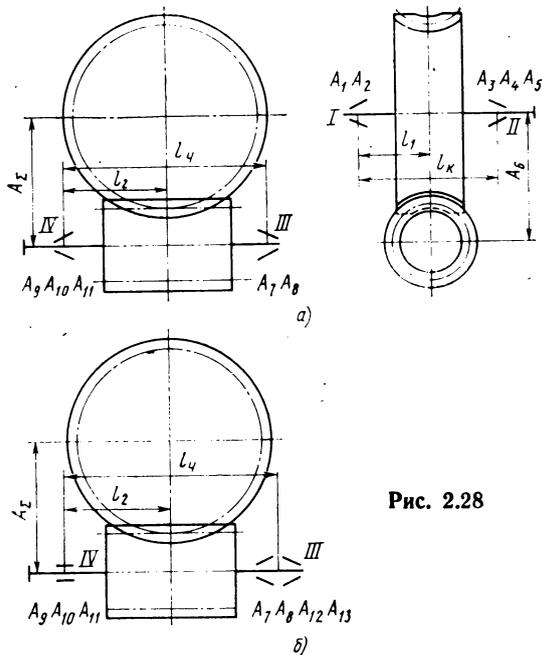


Рис. 2.28

допуск и предельные отклонения размера A_6 , которые затем проставляют на чертеже корпуса.

Коэффициенты приведения размеров

$$C_1 = \frac{l_K - l_1}{l_K}; \quad C_2 = \frac{l_K - l_1}{l_K} \cos \beta_1; \quad C_3 = \frac{l_1}{l_K}; \quad C_4 = \frac{l_1}{l_K} \cos \beta_2;$$

$C_5 = \frac{l_K - l_1}{l_K} \cos \beta_1$, если внешнюю осевую силу воспринимает подшипник опоры II , или $C_5 = \frac{l_1}{l_K} \cos \beta_2$, если внешнюю осевую силу воспринимает подшипник опоры I ;

$$C_6 = 1,0; \quad C_7 = \frac{l_2}{l_4}; \quad C_8 = \frac{l_2}{l_4} \cos \beta_3; \quad C_9 = \frac{l_4 - l_2}{l_r}; \quad C_{10} = \frac{l_4 - l_2}{l_4} \cos \beta_4;$$

$C_{11} = \frac{l_2}{l_4} \cos \beta_3$, если внешнюю осевую силу воспринимает подшипник опоры IV , или $C_{11} = \frac{l_4 - l_2}{l_4} \cos \beta_4$, если эту силу воспринимает подшипник опоры III ;

$C_{12} = \frac{l_2}{l_4}$; $C_{13} = \frac{l_2}{l_4} \cos \beta_3$; здесь $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ — углы между направлениями векторов сил, действующих на опоры I, II, III, IV , и вертикальными плоскостями, проходящими через оси вала колеса и вала червяка.

Для составляющего размера A_7 , относящегося к опоре III , с двумя рядом расположенными подшипниками, в соответствии с § 2, гл. II в формуле на с. 105 следует писать $0,5 C_7^2 K_7^2 l_7^2$. Чаще всего $l_1 = 0,5 l_K$ и $l_2 = 0,5 l_4$. Тогда коэффициенты приведения: $C_1 = C_3 = C_7 = C_9 = C_{12} = 0,5$; $C_2 = 0,5 \cos \beta_1$; $C_4 = C_5 = 0,5 \cos \beta_2$; $C_8 = C_{13} = 0,5 \cos \beta_3$; $C_{10} = C_{11} = 0,5 \cos \beta_4$.

Конкретные расчетные зависимости можно получить так же, как это сделано при рассмотрении зубчатых цилиндрических передач (см. гл. II, § 4, п. 1).

2. Перекос осей валов

Допуск перекося осей вращения валов

$$t_{\Sigma} = \frac{2 |f_{\Sigma r} | L_0}{B},$$

где B — ширина зубчатого червячного венца колеса; $f_{\Sigma r}$ — отклонение межосевого угла передачи (принимают по табл. 16 СТ СЭВ 311—76); L_0 — условная длина, равная 100, 150, 300, 500 мм или расстоянию между платиками опор червяка или колеса.

На рис. 2.29 приведены расчетные схемы ψ червячной передачи. Опоры червяка на рис. 2.29, *a* и *б* — соответственно по рис. 2.28, *a* и *б*. На схемах обозначены: $\psi_1, \psi_2, \psi_7, \psi_8$ — отклонения от соосности дорожек качения наружных колец подшипников валов колеса и червяка; $\psi_3, \psi_4, \psi_9, \psi_{10}$ — зазоры между наружными кольцами подшипников и отверстием корпуса (стакана); ψ_5, ψ_{11} — зазоры между телами качения и кольцами подшипников вала колеса и червяка, не воспринимающих внешнюю осевую нагрузку; ψ_6 — угол между осями отверстий корпуса; ψ_{12} — отклонение от соосности внешнего цилиндра стакана и его отверстия; ψ_{13} — зазор в сопряжении стакана с корпусом.

Коэффициенты приведения

$$C_1 = C_2 = \frac{L_0}{l_k}; C_3 = \frac{L_0}{l_k} \sin \beta_1; C_4 = \frac{L_0}{l_k} \sin \beta_2;$$

$C_5 = \frac{L_0}{l_k} \sin \beta_1$, если внешнюю осевую силу воспринимает подшипник опоры II, или $C_5 = \frac{L_0}{l_k} \sin \beta_2$, если ее воспринимает подшипник опоры I

$C_6 = \frac{L_0}{L}$, где L — расстояние между платиками (при $L_0 = L$ $C_6 = 1,0$);

$C_7 = C_8 = C_{12} = \frac{L_0}{l_q}; C_9 = \frac{L_0}{l_q} \sin \beta_3; C_{10} = \frac{L_0}{l_q} \sin \beta_4; C_{11} = \frac{L_0}{l_q} \sin \beta_3$, если внешнюю осевую силу воспринимает подшипник опоры IV, $C_{11} = \frac{L_0}{l_q} \sin \beta_4$, если эту силу воспринимает подшипник опоры III;

$$C_{13} = \frac{L_0}{l_q} \sin \beta_4.$$

Для размера ψ_7 , относящегося к опоре IV с двумя рядом расположенными подшипниками, в расчетных зависимостях (см. с. 105) следует писать $0,5 C_7^2 K_7^2 t_7^2$.

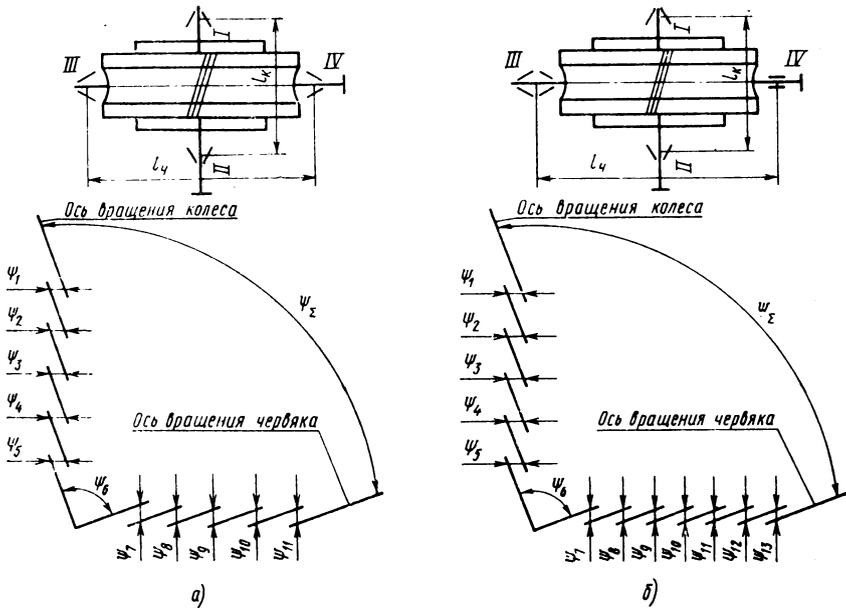


Рис. 2.29

Допуски всех размеров, кроме ψ_6 , известны, поэтому, делая переходы, аналогичные выполненным для зубчатых или конических передач, определяют допуск и предельные отклонения размера ψ_6 , которые проставляют на чертеже корпусной детали.

3. Совпадение средней плоскости зубчатого червячного венца колеса с осью вращения червяка

По СТ СЭВ 311—76 одним из показателей, обеспечивающих выполнение норм контакта, является предельное смещение $\pm f_x$ средней плоскости зубчатого червячного венца колеса в передаче. Допуск смещения средней плоскости червячного колеса в передаче $t_2 = 2|f_x|$ следует рассматривать как допуск расстояния между средней плоскостью червячного колеса и плоскостью, перпендикулярной его оси и проходящей через ось червяка в собранной передаче.

Требуемую точность осевого положения червячного колеса обеспечивают применением компенсаторов.

На рис. 2.30 приведена расчетная схема P . На схеме обозначены: P_Σ — исходный размер — расстояние между средней плоскостью зубчатого червячного венца колеса и осью червяка; P_1 — расстояние в корпусе между осью отверстий под подшипники вала червяка и платиком; P_2 — размер компенсатора; P_3 — расстояние между торцами крышки подшипника; P_4 — монтажная высота конического роликоподшипника; P_5 — расстояние между буртиками вала; P_6 — расстоя-

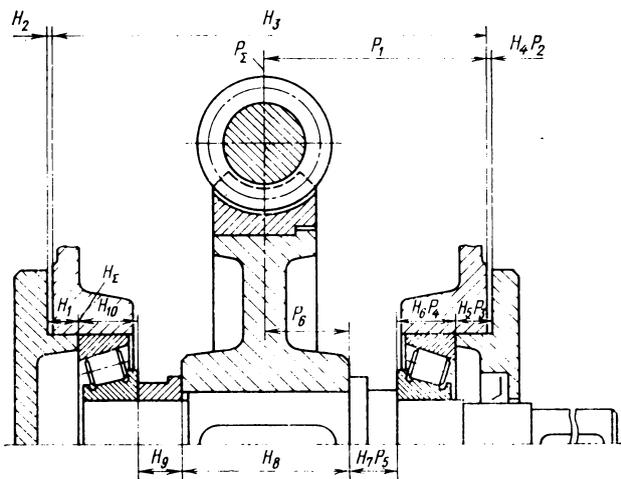


Рис. 2.30

ние между средней плоскостью зубчатого червячного венца колес и торцом ступицы.

Для расчетной схемы P коэффициенты приведения $C_1 = C_2 = -1,0$; $C_3 = C_4 = C_5 = C_6 = 1,0$.

На этом же рисунке показана расчетная схема H , определяющая осевой зазор подшипников вала колеса. Требуемая величина зазора достигается применением компенсаторов. На рис. 2.30 обозначены: H_2 — исходный размер — осевой зазор подшипников; H_1, H_5, P_3 — расстояния между торцами крышек подшипников; $H_2, H_4 P_2$ — размер компенсатора; H_3 — расстояние между пластиками корпусной детали; $H_{10}, H_6 P_4$ — монтажная высота конического роликоподшипника; $H_7 P_5$ — расстояние между буртиками вала; H_8 — длина ступицы червячного колеса; H_9 — размер дистанционной втулки.

Коэффициенты приведения для схемы H : $C_1 = C_5 = C_6 = C_7 = C_8 = C_9 = C_{10} = -1,0$; $C_2 = C_3 = C_4 = 1,0$.

Как видно, некоторые размеры входят в обе расчетные схемы. В связи с этим окончательные размеры компенсатора следует выбирать таким образом, чтобы была обеспечена возможность регулирования компенсатором в необходимых пределах как зацепления, так и осевого зазора подшипников.

Пример. Рассчитать параметры компенсатора по расчетным схемам P и H (см. рис. 2.30). Межосевое расстояние червячной передачи $a_w = 200$ мм. Степень точности 8. Вал колеса установлен на подшипниках 7212 класса точности 0.

Вначале рассчитаем компенсаторы отдельно для схем P и H , а затем согласуем их параметры. Примем в качестве компенсатора прокладки разной толщины.

Расчетная схема P . По СТ СЭВ 311—76 (табл. 13) предельные смещения средней плоскости в передаче $f_x = \pm 0,080$ мм. Следовательно, характеристики исходного размера P_Σ : $cm_\Sigma = 0$; $t_\Sigma = 0,160$ мм.

Таблица 2.13

Размер	С	Характеристики размеров						Коэффициенты	
		известные			расчетные			α	К
		Y_{ei}^{es}	em	t	$Y'_{ei}{}^{es}$	em'	t'		
P_{Σ}	—	$0 \pm 0,08$	0	0,16	—	—	—	0	1
P_1	-1	$130 \pm 0,2$	0	0,4	—	—	—		1,2
P_2	-1	—	—	—	$0,5^{+0,35}_{-0,56}$	-0,1	0,92		
P_3	—	$24 \pm 0,105$	0	0,21	—	—	—		
P_4	—	$23,75 \pm 0,25$	0	0,5	—	—	—		
P_5	1	—	—	—	$32,75_{-0,25}$	-0,125	0,25	0,1	
P_6		$50 \pm 0,125$	0	0,25	—	—	—	С	

Предельные отклонения на монтажную высоту подшипника $\pm 0,25$ мм (см. работу [1], табл. 18). Тогда для размера P_4 $em_4 = 0$; $t_4 = 0,5$ мм. На остальные размеры назначим допуски в соответствии с рекомендациями гл. 1, § 9, номинальные размеры определим из конструктивной проработки.

Результаты расчета сведем в табл. 2.13.

Так как число составляющих размеров достаточно велико, примем $\alpha_{\Sigma} = 0$ и $K_{\Sigma} = 1$. Вначале номинальный размер компенсатора неизвестен, поэтому и один из составляющих размеров может быть намечен только ориентировочно (например, $P_5 \approx 32$ мм).

Толщину первой самой тонкой прокладки определим по условию (1.90) $h_1 \leq 0,16/1$. Примем в качестве первой прокладки ленту медную $h_1 = 0,1 \pm \pm 0,01$ мм. Поскольку остальные прокладки будут иметь большую толщину и, следовательно, большие отклонения, то для размера P_2 предварительно примем предельные отклонения $\pm 0,05$ мм ($t_2 = 0,1$ мм).

Тогда расчетный допуск по формуле (1.21)

$$t'_{\Sigma} = 1,2 \sqrt{0,4^2 + 0,1^2 + 0,21^2 + 0,5^2 + 2 \cdot 0,25^2} = 0,92 \text{ мм.}$$

Номинальный размер набора прокладок по формуле (1.95) $Y_K = \frac{0,5 \cdot 0,92}{1} = 0,46$ мм. Примем номинальные размеры $Y_2 = 0,5$ мм и $Y_5 = 32,75$ мм. Проверим правильность назначения номинальных размеров

$$Y_{\Sigma} = -130 - 0,5 + 24 + 23,75 + 32,75 + 50 = 0 \text{ мм.}$$

По формуле (1.19) находим расчетную координату середины поля допуска исходного размера

$$em'_{\Sigma} = 1(-0,125 + 0,1 \cdot 0,25) = -0,1 \text{ мм.}$$

Тогда среднее отклонение компенсатора по формуле (1.87)

$$em'_K = \frac{1}{-1} [0 - (-0,1)] = -0,1 \text{ мм.}$$

Наибольший размер компенсатора

$$Y'_{K \max} = 0,5 - 0,1 + 0,5 \frac{0,92}{1} = 0,86 \text{ мм.}$$

В соответствии с выражением (1.93) толщина последней прокладки должна быть $h_{\max} > 0,43$ мм. Следовательно, в набор должны входить прокладки следующих толщин [см. (1.92)]: $h_1 = 0,1$ мм; $h_2 = 0,2$ мм; $h_3 = 0,4$ мм; $h_4 = 0,8$ мм.

Таблица 2.14

Размер	C	Характеристики размеров						Кoeffициенты	
		известные			расчетные			α	K
		Y_{el}^{es}	em	t	Y'_{el}^{es}	em'	t'		
H_{Σ}	—	$0^{+0,150}_{+0,080}$	0,115	0,070	—	—	—	0	1
H_1	—1	—	—	—	$24 \pm 0,105$	0	0,21	0	1,2
H_3	+1	$260_{-0,52}$	0,26	0,52	—	—	—	0,1	
H_4	+1	—	—	—	$0,65^{+0,613}_{-0,647}$	—0,017	1,26	0	
H_5	—1	—	—	—	$24 \pm 0,105$	0	0,21	0	
H_6	—1	—	—	—	$23,75 \pm 0,25$	0	0,5	0	
H_7	—1	—	—	—	$32,75_{-0,25}$	—0,125	0,25	0,1	
H_8	—1	$100_{-0,35}$	—0,175	0,35	—	—	—	0,1	
H_9	—1	—	—	—	$32,4_{-0,25}$	—0,125	0,25	0,1	
H_{10}	—1	—	—	—	$23,75 \pm 0,25$	0	0,5	0	

При этом выполняется условие (1.94)

$$0,1 + 0,2 + 0,4 + 0,8 > 0,86 \text{ мм.}$$

По найденным толщинам прокладок определим их действительные предельные отклонения и найдем $t_2 = 0,09$ мм, что меньше принятой предварительно величины; поэтому уточняющий расчет проводить не требуется.

Расчетная схема H. По данным работы [1] (табл. 14), рекомендуемый осевой зазор для конических однорядных роликовых подшипников, устанавливаемых по одному в каждой опоре (ряд 2), $+0,150/+0,080$ мм. Таким образом, характеристики исходного размера $em_{\Sigma} = 0,115$ мм; $t_{\Sigma} = 0,070$ мм. Для удобства расчетов примем, что все прокладки для регулирования подшипников описываются размером H_4 . Размер H_2 , таким образом, из рассмотрения исключается. Составим расчетную таблицу (табл. 2.14).

Так как число влияющих размеров больше пяти, примем $K_{\Sigma} = 1,0$.

Поскольку вначале номинальный размер компенсатора для регулирования подшипников неизвестен, то и размер дистанционной втулки наметим ориентировочно $H_9 \approx 32$ мм.

Толщина первой самой тонкой прокладки по условию (1.90) $h \leq 0,007/1$. С учетом того, что компенсатор для схем P и H один и тот же, назначим в качестве прокладки ленту медную $h_1 = 0,05 \pm 0,01$ мм. Примем для предварительных расчетов допуск на суммарный набор прокладок $t_4 = 0,1$ мм.

Тогда расчетный допуск

$$t'_{\Sigma} = 1,2 \sqrt{2 \cdot 0,21^2 + 0,52^2 + 0,1^2 + 2 \cdot 0,5^2 + 0,35^2 + 2 \cdot 0,25^2} = 1,26 \text{ мм;}$$

Номинальный размер прокладок $Y_K = \frac{0,5 \cdot 1,26}{1} = 0,63$ мм. Примем номинальные размеры $Y_4 = 0,65$ мм и $Y_9 = 32,4$ мм. Следует отметить, что выполнение условия $Y_{\Sigma} = Y'_{\Sigma}$ должно достигаться за счет тех размеров, которые входят только в схему H.

$$Y'_{\Sigma} = -24 + 260 + 0,65 - 24 - 23,75 - 32,75 - 100 - 32,4 - 23,75 = 0.$$

Среднее отклонение компенсатора (1.87)

$$em'_K = 1(-0,26 + 0,1 \cdot 0,52) - 1(-0,125 + 0,1 \cdot 0,25) - 1(-0,175 + 0,1 \cdot 0,35) - 1(-0,125 + 0,1 \cdot 0,25) = 0,132 \text{ мм.}$$

Расчетная координата середины поля допуска компенсатора

$$em'_k = \frac{1}{1} (0,115 - 0,132) = -0,017 \text{ мм.}$$

Наибольший размер компенсатора

$$Y'_{k \max H} = 0,65 - 0,017 + 0,5 \cdot 1,26 = 1,26 \text{ мм.}$$

По рекомендациям (1.92) и (1.93) формируем набор прокладок: $h_1 = 0,05$ мм; $h_2 = 0,1$ мм; $h_3 = 0,2$ мм; $h_4 = 0,4$ мм; $h_5 = 0,8$ мм.

Корректировка полученных данных. На рис. 2.31 приведены законы распределения; 1 — для компенсатора, предназначенного для регулирования подшипников; 2 — для регулирования зацепления. Конкретное значение может быть любым в указанном диапазоне от 0 до $Y'_{k \max}$.

Следует отметить, что регулирование в необходимых пределах и зацепления и подшипников возможно только в том случае, если размер компенсатора для регулирования подшипников больше размера компенсатора для регулирования зацепления. В этом случае под правой крышкой (см. рис. 2.30) ставят набор прокладок (размер P_2), необходимый для регулирования зацепления. Оставшиеся прокладки от комплекта для регулирования подшипников устанавливают под левую крышку (размер H_2). Если сочетание реальных размеров получается таким, что размер компенсатора для регулирования зацепления больше размера компенсатора для регулирования подшипников, то регулирование всего узла становится невозможным. Во избежание этого необходимо выполнять условие

$$Y_{k \min H} \geq Y_{k \max P},$$

где $Y_{k \min H}$ и $Y_{k \max P}$ — минимальный и максимальный вероятностный размер компенсатора для регулирования соответственно подшипников и зацепления.

По записанному условию примем $Y_{k \min H} = Y_{k \max P} = 0,86$ мм. Тогда уточненный номинальный размер компенсатора $Y'_{k \text{ ут}} = 0,86 + 0,65 \approx 1,5$ мм. Уточненный максимальный размер компенсатора $Y'_{k \max \text{ ут}} = 1,5 - 0,017 + 0,5 \times 1,26 = 2,1$ мм.

Так как толщина последней прокладки должна быть $h_{\max} > 0,5 \cdot 2,1 = 1,05$ мм, то окончательно набор прокладок формируем из толщин $h_1 = 0,05$ мм; $h_2 = 0,1$ мм; $h_3 = 0,2$ мм; $h_4 = 0,4$ мм; $h_5 = 0,8$ мм; $h_6 = 1,6$ мм.

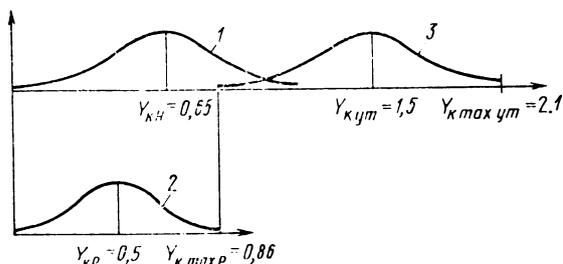


Рис. 2.31

В связи с изменением номинального размера H_4 необходимо изменить один из составляющих размеров схемы H (например, $H_9 = 32,4 + 0,86 \approx 33,25$ мм) так, чтобы выполнялось условие $Y'_\Sigma = Y_\Sigma$:

$$Y'_\Sigma = -24 + 260 + 1,5 - 24 - 23,75 - 32,75 - 100 - 33,25 - 23,75 = 0.$$

Закон распределения для компенсатора, предназначенного для регулирования подшипников, после проведенных уточнений показан на рис. 2.31 (кривая 3).

Как показывает анализ, для компенсации погрешностей составляющих размеров рассматриваемых расчетных схем в большинстве случаев число прокладок разной толщины из указанного набора не превышает трех.

§ 7. РАСЧЕТ ПОГРЕШНОСТЕЙ БАЗИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ

На чертежах деталей машин приводят допуски расположения поверхностей в соответствии с действующими стандартами. Числовые значения допусков принимают на некоторые виды изделий согласно ГОСТам, на другие — по рекомендациям, выработанным практикой. В ряде случаев эти значения приходится рассчитывать. Для вывода расчетных зависимостей рассмотрим вначале некоторые вопросы теории базирования деталей.

Из механики известно, что в общем случае каждое тело обладает шестью степенями свободы в пространстве — перемещением по трем координатным осям и вращением относительно этих осей.

Узлы и детали машин неподвижны в пространстве, если они лишены всех степеней свободы. Чтобы лишить деталь одной степени свободы, достаточно довести ее до соприкосновения с базовой поверхностью в одной точке. В связи с этим при контакте с плоскостью $хоу$ точками 1, 2 и 3 (рис. 2.32) деталь лишается трех степеней свободы — перемещения вдоль оси z и вращения вокруг осей x и y . Такая деталь сохраняет три степени свободы — перемещения вдоль координатных осей x , y и поворота вокруг оси z . Две точки 4 и 5, лежащие в плоскости $хоz$, лишают деталь еще двух степеней свободы — перемещения вдоль оси y и вращения относительно оси z , а точка 6 в плоскости $уoz$ — последней шестой степени свободы (перемещения вдоль оси x).

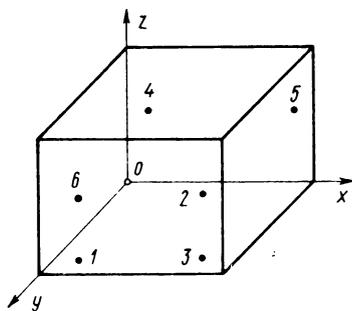


Рис. 2.32

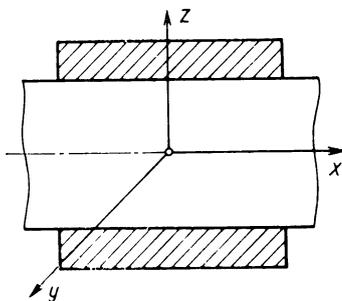


Рис. 2.33

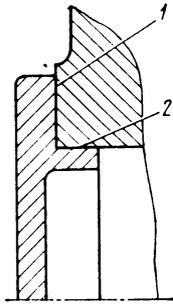


Рис. 2.34

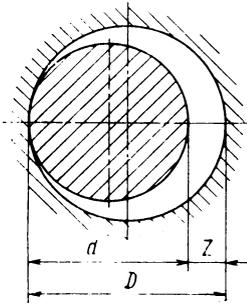


Рис. 2.35

Деталь, базирующаяся по достаточно длинному цилиндру, теряет четыре степени свободы, сохраняя свободу перемещения вдоль оси цилиндра и свободу вращения относительно этой оси (рис. 2.33).

Условимся называть основной базой поверхность, лишаящую деталь трех или четырех степеней свободы. В первом случае такой базой является плоскость $хоу$, во втором — цилиндрическая поверхность сопряжения деталей. На рис. 2.34 плоскость 1 крышки подшипника также является основной базой.

Для более точного и надежного базирования базовые поверхности должны быть по возможности развиты: плоскость должна иметь возможно большие размеры, цилиндр — достаточно большое отношение длины к диаметру.

Поверхности, лишаящие деталь двух степеней свободы, называют направляющими (плоские) и центрирующими (цилиндрические) базами. На рис. 2.32 направляющей базой является плоскость $хоz$, а на рис. 2.34 центрирующей базой — короткая цилиндрическая поверхность 2.

Поверхности, лишаящие деталь одной степени свободы, называют упорными (иногда опорными) базами. На рис. 2.32 такой базой является плоскость $уoz$.

Особый интерес представляет базирование тел вращения, устанавливаемых на валах (например, втулки, кольца, стаканы, колеса, полумуфты, шкивы и др.).

Рассмотрим несколько типовых случаев базирования таких деталей.

1. Базирование деталей при посадках с зазором

Величина зазора в сопряжении определяется разностью размеров отверстия и вала $Z = D - d$ (рис. 2.35). Так как D и d — величины случайные, то и зазор Z — случайная величина.

Принимаем для упрощения расчетов характеристики рассеивания размеров отверстия и вала $\alpha_a = \alpha_b = \alpha_z = 0$; $K_a = K_b = K_z =$

= 1,0. Тогда среднее значение зазора и рассеивание зазора соответственно

$$Z_m = Em - em; \quad (2.1)$$

$$t_z = \sqrt{t_a^2 + t_b^2}, \quad (2.2)$$

где $Em = 0,5 (ES + EI)$ и $em = 0,5 (es + ei)$ — средние отклонения размеров отверстия и вала.

Основные допуски размеров отверстия и вала $t_a = ES - EI$; $t_b = es - ei$; здесь $ES (es)$ и $EI (ei)$ — верхнее и нижнее отклонения размера отверстия (вала).

На рис. 2.36 показана функция плотности вероятности зазора. Наибольший Z_{max} и наименьший Z_{min} вероятностные зазоры в сопряжении

$$Z_{max} = Z_m + 0,5t_z; \quad (2.3)$$

$$Z_{min} = Z_m - 0,5t_z.$$

Погрешность базирования — это относительный поворот детали. Возможная погрешность базирования $\omega_{ц} = z/l$ (в радианах) определяется углом поворота детали l в пределах зазора Z (рис. 2.37).

Наибольшая и наименьшая вероятностные погрешности базирования по цилиндру в радианах

$$\omega_{ц max} = Z_{max}/l; \quad \omega_{ц min} = Z_{min}/l. \quad (2.4)$$

Погрешность базирования можно определить в мм на длине R

$$\omega'_{ц} = \omega_{ц} R. \quad (2.5)$$

В этом случае погрешность зависит от размеров детали в радиальном направлении (например, $R = d_a$ — рис. 2.37) и представляет собой возможное отклонение двух крайних точек a и b плоского торца детали l .

Возможны следующие два варианта базирования.

Вариант 1. Детали, устанавливаемые на валу, доводят до упора в буртик вала (рис. 2.38, а). Зазор Z в сопряжении относительно мал, и деталь l соприкасается с валом по цилиндру в точках a и b и по торцу в точке c . Между торцами детали и буртика вала остается зазор клиновидной формы. Основной базой в этом случае является цилиндр (отверстие

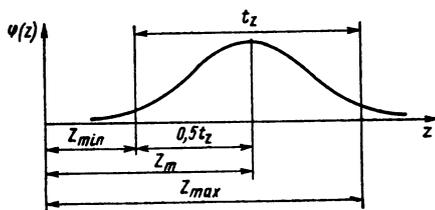


Рис. 2.36

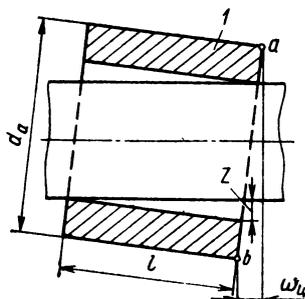
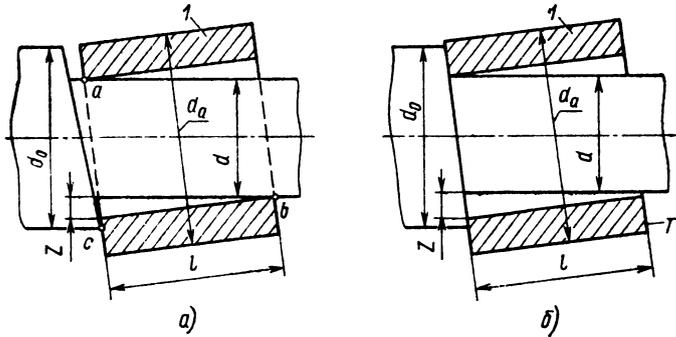


Рис. 2.37

Рис. 2.38



детали 1). Погрешности базирования определяют в этом случае по формулам (2.4) и (2.5).

Вариант 2. Зазор Z в сопряжении относительно велик, и деталь 1 полностью прилегает к торцу вала (рис. 2.38, б). Погрешности расположения торцовых поверхностей деталей — тел вращения относят к случайным векторным величинам. Для этой схемы поворот плоскости T детали 1 на диаметре d_a (мм)

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\left(\frac{d_a}{d_0}\right)^2 t_1^2 + t_2^2} \quad (2.6)$$

где t_1 — допуск перпендикулярности торца буртика вала на диаметре d_0 ; t_2 — допуск параллельности торцов детали 1 на диаметре d_a .

Коэффициенты приведения $C_1 = d_a/d_0$; $C_2 = d_a/d_a = 1$. Наибольшая вероятностная погрешность базирования детали 1 в радианах

$$\omega_{T \max} = t_{\Sigma}/d_a \quad (2.7)$$

Погрешность базирования (мм) на длине R

$$\omega'_T = \omega_{T \max} R \quad (2.8)$$

Сопоставляя величины ω_{Π} и ω_T , можно определить, какая из базирующих поверхностей — цилиндр или торец — является основной базой. Очевидно, что если $\omega_{\Pi} < \omega_T$, то основная база — цилиндр, если $\omega_{\Pi} > \omega_T$, то основная база — торец.

Полное прилегание торцов втулки и буртика вала возможно при относительно большой величине зазора Z . Для того чтобы цилиндрические поверхности не мешали самоустановке деталей по торцам, должно соблюдаться условие $\omega_{\Pi \min} > \omega_{T \max}$. Возможен случай, когда $\omega_{\Pi \max} > \omega_{T \max} > \omega_{\Pi \min}$. При этом появляется неопределенность в базировании деталей, которую устраняют изменением ω_{Π} и ω_T .

Пример 1. Деталь 1 (рис. 2.38) образует с валом сопряжение $\varnothing 45H7/k6$. Допуск перпендикулярности торца буртика вала на диаметре $d_0 = 55$ мм; $t_1 = 0,020$ мм. Допуск параллельности торцов детали 1 на диаметре $d_a = 60$ мм; $t_2 = 0,015$ мм. Определить основную базу для детали 1 при $l = 60$ мм. Для указанного сопряжения: $t_a = 0,025$ мм; $t_b = 0,016$ мм; $Em = 0,012$ мм; $em = 0,010$ мм.

По формулам (2.1)–(2.3) находим $Z_m = 0,002$ мм; $t_z = 0,030$ мм; $Z_{\max} = 0,017$ мм.

Погрешность базирования по цилиндру [см. (2.4)]

$$\omega_{ц \max} = \frac{0,017}{60} = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Погрешность базирования по торцу [см. (2.6) и (2.7)]

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\left(\frac{60}{55}\right)^2 0,020^2 + 0,015^2} = 0,022 \text{ мм;}$$

$$\omega_{Т \max} = \frac{0,022}{60} = 3,7 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Так как погрешность базирования по цилиндру меньше погрешности базирования по торцу ($\omega_{ц \max} < \omega_{Т \max}$), то для рассматриваемого случая основная база — цилиндрическая поверхность отверстия детали 1 (см. рис. 2.38, а).

Пример 2. Деталь 1 (рис. 2.38) образует с валом сопряжение $\varnothing 45H7/g6$. Размер $l = 30$ мм. Остальные исходные данные — см. в предыдущем примере. Определить основную базу для детали 1.

Для сопряжения $\varnothing 45H7/g6$ $t_a = 0,025$ мм; $t_b = 0,016$ мм; $Em = 0,012$ мм; $em = -0,017$ мм.

По формулам (2.1)–(2.3) находим $Z_m = 0,029$ мм; $t_2 = 0,030$ мм; $Z_{\max} = 0,044$ мм; $Z_{\min} = 0,014$ мм.

Погрешность базирования по цилиндру (2.4)

$$\omega_{ц \max} = \frac{0,044}{30} \approx 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ рад; } \omega_{ц \min} = \frac{0,014}{30} \approx 4,7 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Погрешность базирования по торцу (как и в примере 1) $\omega_{Т \max} = 3,7 \cdot 10^{-4}$ рад. Из сопоставления погрешности базирования следует, что для рассматриваемого случая основная база — торцы детали 1 (см. рис. 2.38, б). При этом условие $\omega_{ц \min} > \omega_{Т \max}$ выполняется.

2. Базирование деталей при посадках с натягом

При посадках с натягом зазор в сопряжении деталей отсутствует, и можно было бы предположить, что детали всегда устанавливаются на валу точно, без перекоса. Однако практика показывает, что вследствие возможных нецентрального приложения силы запрессовки, погрешностей геометрической формы сопряженных поверхностей, неоднородности материала и других причин даже при посадках с натягом деталь может быть установлена на валу с перекосом. Чаще всего это происходит при посадке узких деталей с относительно малым отношением l/d . В таких случаях для повышения точности базирования на валу предусматривают буртик, к торцу которого при сборке поджимают деталь, т. е. переходят от базирования по цилиндру к базированию по торцу.

Детали с относительно большим отношением l/d не требуют поджатия к торцу буртика вала и достаточно точно базируются по цилиндрической поверхности сопряжения.

Нельзя указать, однако, точный критерий для оценки погрешности базирования при посадках с натягом. Приблизительно из опыта принимают: при $l/d \geq 0,8$ основная база — цилиндр, при $l/d < 0,8$ основная база — торец.

На практике принимают за основную базу: для деталей типа колец подшипников качения, крышек подшипников, фланцевых электродвигателей и др. — торец; для деталей типа стаканов, длинных втулок и др. — цилиндр; для деталей типа зубчатых и червячных колес, шкивов, муфт и др. при $l/d \geq 0,8$ — цилиндр, при $l/d < 0,8$ — торец.

3. Базирование деталей по торцам

Торцы деталей часто используют в качестве поверхностей для базирования других сопряженных с ними деталей. Одним из элементов сборочного комплекта являются втулки. Точность расположения торцов втулок непосредственно влияет на точность базирования деталей всего комплекта. Втулки базируют относительно вала по торцу (при $\omega_{ц} > \omega_{т}$) или по цилиндру (при $\omega_{ц} < \omega_{т}$). В соответствии с этим можно выделить для рассмотрения две схемы.

Схема 1. Основная база для втулки — торец ($\omega_{ц} > \omega_{т}$). Детали сборочного комплекта при схематизации заменяют относительно короткими втулками, установленными на валу с зазорами (рис. 2.39, детали 2, 3, ..., n). Торец B втулки n используют как базу для сопряженной с ним детали (на рис. 2.39 деталь не показана).

При относительно большом зазоре и небольшой длине втулки все детали, устанавливаемые на валу, влияют на точность расположения базового торца B втулки n; тогда

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 + Z_3 + \dots + Z_n,$$

где Z_1 — отклонение от перпендикулярности торца заплечика вала к оси посадочной поверхности; Z_2, Z_3, \dots, Z_n — отклонение от параллельности торцов втулок.

Погрешность расположения базового торца B в этом случае

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\left(\frac{d_n}{d_1}\right)^2 t_1^2 + \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2 t_2^2 + \dots + t_n^2}, \quad (2.9)$$

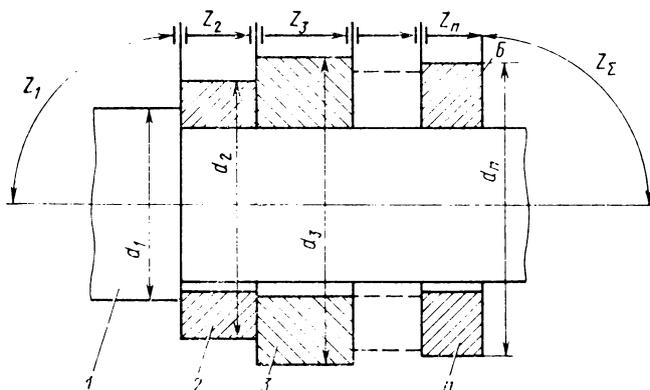


Рис. 2.39

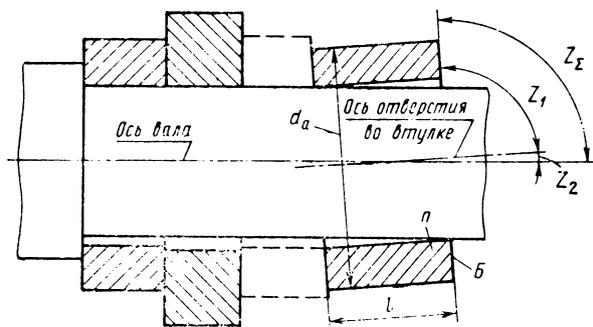


Рис. 2.40

где t_1 — допуск перпендикулярности торца заплечика вала к оси посадочной поверхности, мм; t_2, t_3, \dots, t_n — допуски параллельности торцов втулок, мм.

К схеме 1 приводят также сборочные комплекты, в которых детали 2, ..., n имеют отношение длины к диаметру отверстия менее 0,8 даже при установке их на валу с натягом.

Схема 2. Основная база для втулки — цилиндр. Такая схема правомерна при относительно большой длине втулки и малом зазоре в сопряжении ее с валом (рис. 2.40).

Точность расположения базового торца B в этом случае

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2,$$

где Z_1 — отклонение от перпендикулярности торцов втулки к оси отверстия; Z_2 — перекося втулки в пределах посадочного зазора.

Детали, установленные левее втулки n , не влияют на точность расположения торца B .

Погрешность расположения базового торца B втулки

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\left(\frac{d_a}{l}\right)^2 Z_{\max}^2 + t_1^2}, \quad (2.10)$$

где d_a и l — размеры втулки, мм; t_1 — допуск перпендикулярности торцов втулки к оси отверстия, мм; Z_{\max} — наибольший вероятностный зазор в сопряжении втулки с валом, определяемый по формуле (2.3).

Значения допусков t_i , входящие в расчетные формулы, относят к внешним диаметрам торцов d_i . Конечной целью является уменьшение погрешности расположения базового торца B втулки n и тем самым повышение точности базирования сидящих на валу деталей. Для этого назначением соответствующих посадок любой из случаев сводят к схеме 1 или к схеме 2.

Критерием выбора наиболее рациональной схемы для каждого случая является минимальная величина погрешности расположения базового торца B , вычисляемая по формулам (2.9) и (2.10).

Схему 1 чаще всего применяют при малом числе деталей, влияющих на точность базирования. При большом числе деталей для уменьшения погрешности расположения базового торца B следует перейти от схемы 1 к схеме 2. Для этого достаточно назначить в сопряжении втулки с валом посадку с небольшим натягом (или посадку с меньшим значением Z_{\max} , чем для схемы 1, при одновременном увеличении длины втулки).

Если втулка посажена на вал с натягом, то назначают допуск перпендикулярности торцов втулки к оси отверстия $t_1 = t_2$. Если втулка посажена на вал по переходной посадке или по посадке с зазором, то допуск перпендикулярности торцов втулки к оси отверстия определяют по формуле

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma}}{0,85}\right)^2 - \left(\frac{d_a}{l}\right)^2 Z_{\max}^2} \quad (2.11)$$

§ 8. ДОПУСКИ РАСПОЛОЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Подшипниковые узлы, кроме собственно подшипников качения, имеют корпус с крышками, устройства для крепления колец подшипников, защитные, смазочные и регулировочные устройства.

В настоящее время подшипники качения являются основными видами опор в машинах. В этой связи особое значение приобретают допуски расположения поверхностей, предназначенных для установки подшипников качения на валах и в корпусах.

Требования точности, предъявляемые действующими стандартами к посадочным поверхностям валов и корпусов, ограничивают искажение дорожек качения и перекося колец подшипников.

Относительный перекося внутреннего и наружного колец подшипников вызывает появление дополнительного сопротивления вращению валов. Чем больше этот перекося, тем больше потери энергии, меньше КПД подшипников и их долговечность.

Причины перекося колец подшипников качения:

отклонение от соосности S_b относительно общей оси посадочных поверхностей вала (рис. 2.41);

отклонение от перпендикулярности q_b базовых торцов вала или деталей, установленных на валу (рис. 2.42), относительно общей оси посадочных поверхностей вала;

отклонение от соосности S_R относительно общей оси посадочных отверстий корпуса (рис. 2.43);

отклонение от перпендикулярности q_R (рис. 2.44) базовых торцов деталей корпуса к оси отверстия;

наклон под углом θ упругой линии вала в опоре под действием нагрузки (рис. 2.45).

Отклонения от перпендикулярности q_b и q_R в общем случае — величины комплексные. Так q_b по рис. 2.42, a относится только к торцу 3 заплечика вала, по рис. 2.42, b — к торцу маслозащитного кольца 1.

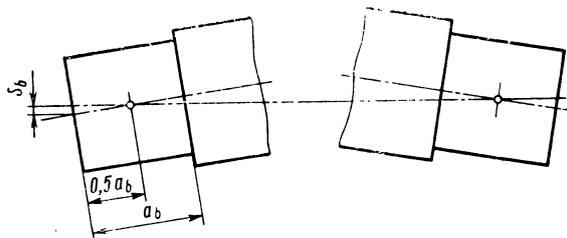


Рис. 2.41

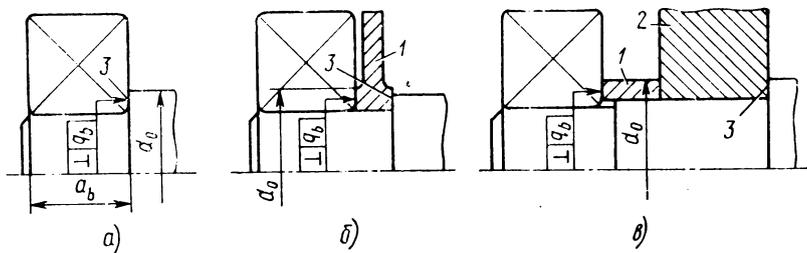


Рис. 2.42

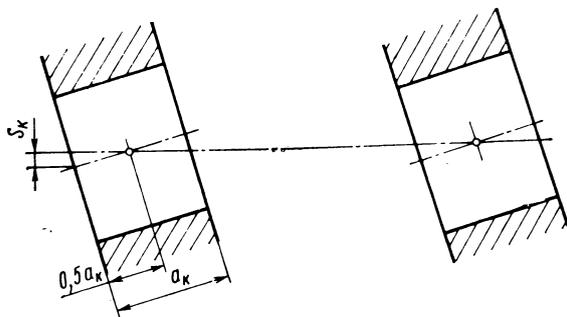


Рис. 2.43

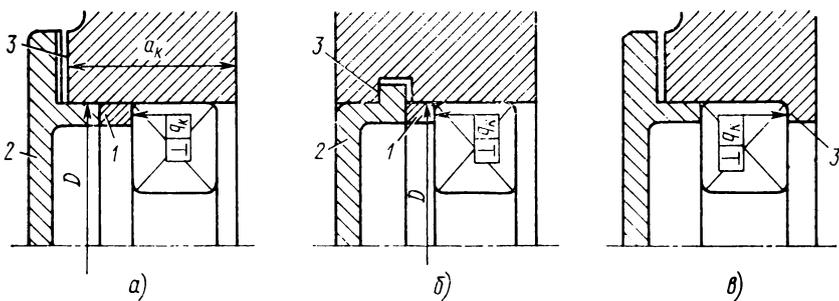


Рис. 2.44

Здесь значение q_b содержит сумму погрешностей двух деталей—кольца 1 и торца 3 заплечика вала. Отклонение от перпендикулярности q_b по рис. 2.42, *в* содержит сумму погрешностей трех деталей—втулки 1, детали 2 и торца 3 заплечика вала. Для схем, приведенных на рис. 2.42, *б* и *в*, отклонение от перпендикулярности q_b является исходной величиной для расчета допусков деталей 1, 2 и торца 3 заплечика вала.

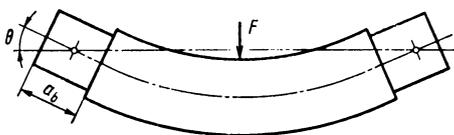


Рис. 2.45

Отклонение от перпендикулярности q_k по рис. 2.44, *а* и *б* содержит сумму погрешностей деталей 1, 2 и торца 3 корпуса. Здесь значение q_k также является исходной величиной для расчета допусков деталей 1, 2 и торца 3 корпуса. Отклонение от перпендикулярности q_k по рис. 2.44, *в* относится только к торцу 3 отверстия корпуса.

Предельные перекосы колец подшипников по данным различных литературных источников сведены в табл. 2.15.

В табл. 2.15 параметр $a = F_r/C_0$, где F_r — радиальная нагрузка на подшипник; C_0 — статическая грузоподъемность подшипника.

В работе [9] предельные перекосы роликоподшипников приняты, исходя из того, что коэффициент концентрации нагрузки по длине ролика не превышает $K_{кц} = 1,33$. В работе [12] предельные перекосы колец заданы из условия, что из-за перекоса расчетная долговечность подшипника снизится не более чем на 20%.

Приняты следующие расчетные значения предельных перекосов: 8' — для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных, 3' — для радиальных с короткими цилиндрическими роликами, 2' — для конических роликовых.

По результатам серии расчетов для подшипников класса точности 0 с диаметрами отверстий $d = 20 \div 80$ мм составлена табл. 2.16, где приведены рекомендуемые значения допусков, назначаемых для ограничения перекоса колец, а также предельные значения углов $\{\theta\}$ наклона упругой линии вала в опоре под действием нагрузки (меньшие значения

Таблица 2.15

Тип подшипника	Значения предельного перекоса колец, по данным					
	[9]	[12] при			[1]	фирмы SKF (Швеция)
		$a = 0,1$	$a = 0,2$	$a = 0,3$		
Радиальные и радиально-упорные шариковые	15	—	8	—	8	—
Радиальные с короткими цилиндрическими роликами	2,75	1,5	2,9	4,3	4	—
Конические роликовые	1,9	1,3	2,5	3,6	2,0	1,8

Тип подшипника	t_{sb}	t_{sk}	t_{qb}	t_{qk}	$[\theta]'$
Шарикоподшипники радиальные и радиально-упорные	IT5	IT6	IT7	IT8	5,8—6,3
Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами	IT4	IT5	IT6	IT7	1,6—1,9
Роликоподшипники конические . . .	IT3	IT4	IT5	IT6	1,0—1,3

$[\theta]$ относятся к подшипникам легкой, большие — к подшипникам средней серии). Для подшипников класса точности 6 значения допусков следует принимать на один квалитет точнее приведенных в табл. 2.16.

Допуски соосности посадочных поверхностей вала t_{sb} и корпуса t_{sk} относят к номинальному диаметру d и D в месте установки подшипника. Допуски перпендикулярности базовых торцов вала t_{qb} и корпуса t_{qk} относят к диаметру соответственно заплечика вала d_0 и отверстия D .

Значения $[\theta]$, приведенные в табл. 2.16, следует использовать для проверки жесткости валов. При этом расчетное значение угла не должно превышать значение, взятое из таблицы.

1. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей, установленных на валу

Допуски расположения поверхностей деталей определяют в зависимости от конкретной конструктивной схемы для обеспечения необходимой точности базирования подшипников на валу.

При конструктивном оформлении опор по рис. 2.46, а внутренние кольца подшипников базируются непосредственно по торцам заплечиков вала. В этом случае допуски t_{qb} перпендикулярности этих торцов назначают по табл. 2.16.

При конструктивном оформлении опор по рис. 2.46, б внутреннее кольцо подшипника базируются по торцу маслозащитного кольца 1. Точность базирования подшипника зависит от перпендикулярности β_1 торца заплечика вала и параллельности β_2 торцов кольца 1. Рассматривают

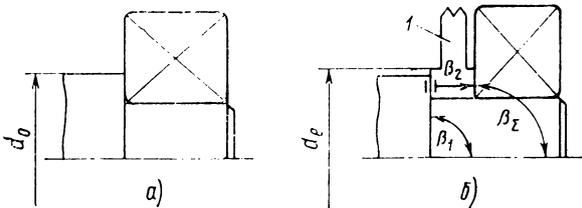


Рис. 2.46

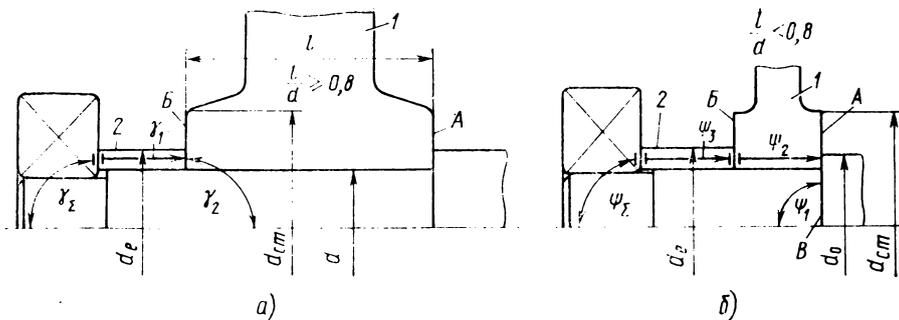


Рис. 2.47

риваемые случайные величины являются векторными, и их суммируют по формуле (1.34). Так как размеры контактирующих поверхностей подшипника, маслозащитного кольца и торца вала мало различаются, то коэффициенты $C_1 = C_2 = 1,0$.

В этом случае формула (1.34) принимает вид

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{t_1^2 + t_2^2},$$

где t_{Σ} — допуск исходного размера принимают по табл. 2.16 ($t_{\Sigma} = t_{qb}$); t_1 — допуск перпендикулярности торца заплечика вала к общей оси посадочных поверхностей вала; t_2 — допуск параллельности торцов кольца 1.

Задаваясь t_2 , определяют допуск перпендикулярности торца заплечика вала

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma}}{0,85}\right)^2 - t_2^2}. \quad (2.12)$$

Допуск t_2 относят к диаметру d_e и принимают на один квалитет точнее t_{Σ} .

На рис. 2.47, а приведена схема, в которой подшипник качения базируется по торцу кольца 2, упирающегося в торец Б детали 1 (зубчатое, червячное колесо). Деталь 1 установлена на валу без зазора. Так как ступица детали 1 относительно длинная, то основной базой для нее является цилиндрическая поверхность сопряжения с валом. Кольцо 2 относительно короткое ($l/d < 0,8$), и основная база для него — торцы. Точность базирования подшипника зависит от параллельности γ_1 торцов кольца и перпендикулярности γ_2 торца Б детали 1 к оси отверстия. В данном случае диаметр ступицы $d_{ст}$ детали 1 значительно больше диаметра кольца 2 и внешнего диаметра внутреннего кольца подшипника, поэтому коэффициенты $C_1 = 1,0$; $C_2 = d_e/d_{ст}$.

По формуле (1.34) определяют допуск t_2 перпендикулярности торца Б детали 1 к оси отверстия

$$t_2 = \frac{d_{ст}}{d_e} \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma}}{0,85}\right)^2 - t_1^2}. \quad (2.13)$$

Допуск t_{Σ} принимают по табл. 2.16 ($t_{\Sigma} = t_{qb}$). Допуск t_1 относят к диаметру d_e и принимают на один квалитет точнее t_{Σ} . Требование точности к торцу A не предъявляют. Однако, если деталь 1 симметричная, то допуск t_2 относят к обоим торцам ступицы, т. е. к торцам A и B .

Схема на рис. 2.47, б отличается от предыдущей тем, что ступица детали 1 короткая ($l/d < 0,8$). Основной базой для нее является торец A , к которому деталь 1 контактирует с торцом B заплечика вала. Основная база для кольца 2 — торцы. В этом случае на точность базирования подшипника влияют погрешности изготовления трех деталей: ψ_1 — отклонение от перпендикулярности торца заплечика вала к общей оси посадочных поверхностей подшипников; ψ_2 — отклонение от параллельности торцов A и B детали 1; ψ_3 — отклонение от параллельности торцов кольца 2. Здесь $C_1 = 1$; $C_2 = d_e/d_{CT}$; $C_3 = 1$.

По формуле (1.34) определяют допуск t_1 на диаметре d_0 перпендикулярности торца заплечика вала

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma}}{0,85}\right)^2 - \left(\frac{d_e}{d_{CT}}\right)^2 t_2^2 - t_3^2}; \quad (2.14)$$

здесь значения допусков принимают: $t_{\Sigma} = t_{qb}$ — по табл. 2.16 на диаметре d_e ; t_2 — на диаметре d_{CT} на один квалитет точнее t_{Σ} ; t_3 — на диаметре d_e на один квалитет точнее t_{Σ} .

В схемах на рис. 2.48, а и б вал-шестерня установлен на двух подшипниках, разделенных втулкой 2. Прежде чем выполнять расчет допусков деталей, установленных по этим схемам, определяют основную базу у втулки 2. Для этого вычисляют по формулам (2.1)–(2.5) погрешность базирования ω_{Π} по цилиндрической поверхности сопряжения втулки с валом, а по формулам (2.6)–(2.8) погрешность базирования ω_T этой втулки по торцам.

При $\omega_{\Pi} < \omega_T$ основная база для втулки 2 — цилиндр (рис. 2.48, а). В этой схеме базирование левого подшипника идентично базированию по схеме на рис. 2.46, б, базирование правого подшипника — по торцу втулки. Допуск перпендикулярности торцов втулки к оси отверстия определяют по формуле (2.11), принимая $d_a = d_e$.

При $\omega_{\Pi} > \omega_T$ основная база для втулки 2 — торцы (рис. 2.48, б). Точность базирования правого подшипника зависит от перпендикулярности β_1 торца заплечика вала, параллельности β_2 торцов кольца 1, параллельности β_3 торцов внутреннего кольца левого подшипника, параллельности β_4 торцов втулки 2. Здесь $C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = 1$.

Допуск перпендикулярности торца заплечика вала к общей оси посадочных поверхностей для подшипников

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma}}{0,85}\right)^2 - (t_2^2 + t_3^2 + t_4^2)}; \quad (2.15)$$

здесь значения допусков принимают: $t_{\Sigma} = t_{qb}$ — по табл. 2.16 на диаметре d_e ; $t_2 = t_4$ — на диаметре d_e на два квалитета точнее t_{Σ} ; t_3 — на диаметре d_e , исходя из непостоянства ширины колец (см. работу [8], с. 92–97), по следующим данным:

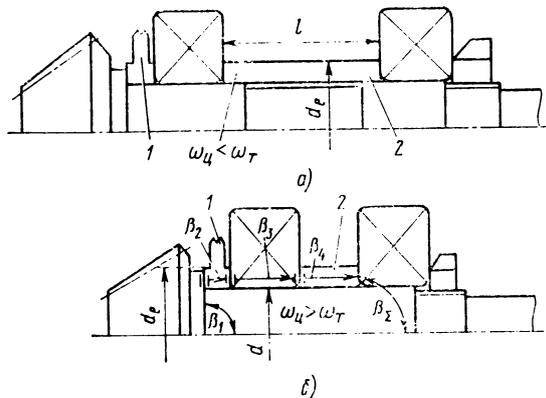


Рис. 2.48

Класс точности подшипника	0	6	5
Допуск t_3	IT6	IT5	IT4

Пример. Определить допуск перпендикулярности торца заплечика вала при установке шарикоподшипников класса точности 0 на вал диаметром $d = 45$ мм по схеме на рис. 2.48, б; размер $d_e = 60$ мм.

Значения допусков по приведенным выше рекомендациям $t_\Sigma = 0,030$ мм; $t_2 = t_4 = 0,013$ мм; $t_3 = 0,019$ мм. По формуле (2.15) определяем допуск перпендикулярности торца заплечика вала

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{0,030}{0,85}\right)^2 - (0,013^2 + 0,019^2 + 0,013^2)} = 0,023 \text{ мм.}$$

Следует отметить, что при установке роликовых подшипников по схеме на рис. 2.48, б трудно обеспечить необходимую точность базирования правого подшипника. Например, надо устанавливать левый подшипник более высокой точности, чем правый, и, кроме того, изготавливать с очень высокой точностью кольца 1 и 2, а также торец буртика вала.

Пример. На вал диаметром $d = 45$ мм по схеме на рис. 2.48, б установлены конические роликоподшипники: левый класса точности 6, правый класса точности 0; $d_e = 60$ мм. Определить допуск перпендикулярности торца заплечика вала. Расчетные величины в формуле (2.15) $t_\Sigma = 0,013$ мм; $t_2 = t_4 = 0,005$ мм; $t_3 = 0,013$ мм.

Допуск перпендикулярности торца заплечика вала

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{0,013}{0,85}\right)^2 - (0,005^2 + 0,013^2 + 0,005^2)} = 0,004 \text{ мм.}$$

Вследствие отмеченных недостатков схему по рис. 2.48, б не рекомендуется применять для установки роликовых подшипников. Целесообразнее использовать схему по рис. 2.48, а. Для этого увеличивают длину втулки 2 и уменьшают зазор в сопряжении ее с валом так, чтобы выполнялось условие $\omega_d < \omega_T$.

2. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей в корпусе

При конструктивном оформлении опор по рис. 2.49 на чертеже корпусной детали задают допуск $t_{ср}$ соосности отверстий относительно их общей оси по табл. 2.16. На чертежах других деталей требования точности не приводят.

При выполнении опоры по рис. 2.44, в на чертеже корпусной детали приводят допуск $t_{ср}$ соосности посадочных отверстий относительно их

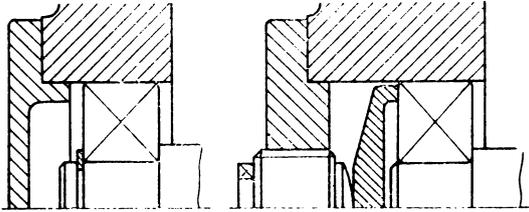


Рис. 2.49

общей оси и, кроме того, допуск $t_{qк}$ перпендикулярности торца 3 к оси отверстия. Значения $t_{qк}$ принимают по табл. 2.16.

При конструктивном оформлении опор по рис. 2.50 наружное кольцо подшипника базируется по торцу крышки 1 (рис. 2.50, а) или по торцам колец 2 (рис. 2.50, б и в). Точность базирования наружного кольца подшипника зависит от перпендикулярности γ_1 торцов корпусной детали к оси отверстия, параллельности γ_2 торцов крышки подшипника и параллельности γ_3 торцов колец 2.

Назначая допуски t_2 и t_3 на точность изготовления деталей 1 и 2, определяют допуск t_1 перпендикулярности платиков корпуса оси отверстия

$$t_1 = \frac{D_{\Phi}}{D} \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma}}{0,85}\right)^2 - \left(\frac{D}{D_{\Phi}}\right)^2 t_2^2 - t_3^2}. \quad (2.16)$$

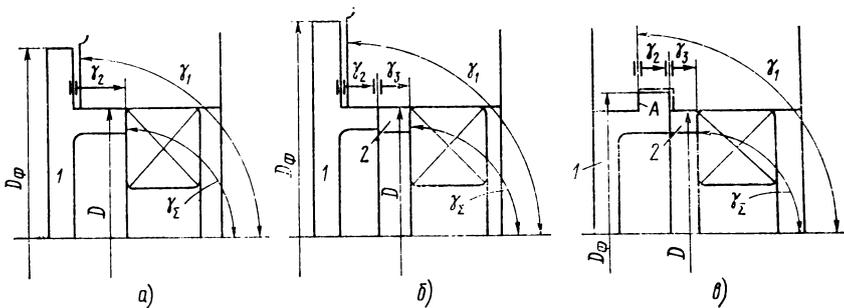


Рис. 2.50

Для схемы на рис. 2.50, a величина t_3 из формулы (2.16) выпадает. Значения допусков принимают: $t_\Sigma = t_{qк}$ — по табл. 2.16 на диаметре D ; t_2 — на диаметре D_Φ на один квалитет точнее t_Σ ; t_3 — на диаметре D на один квалитет точнее t_Σ .

Пример. Шарикоподшипник класса точности 0 с наружным диаметром $D = 85$ мм установлен в корпусе по схеме рис. 2.50, a ; $D_\Phi = 95$ мм. Определить допуск перпендикулярности торца A корпусной детали к оси отверстия.

Значения допусков по приведенным выше рекомендациям $t_\Sigma = 0,054$ мм; $t_2 = 0,035$ мм; $t_3 = 0,035$ мм.

По формуле (2.16) допуск

$$t_1 = \frac{95}{85} \sqrt{\left(\frac{0,054}{0,85}\right)^2 - \left(\frac{85}{95}\right)^2 0,035^2 - 0,035^2} \approx 0,05 \text{ мм.}$$

3. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей в стакане

На рис. 2.51—2.53 приведены наиболее распространенные схемы установки подшипников в стаканах. Требования точности расположения отдельных поверхностей стаканов зависят от конкретной схемы установки подшипников.

Схема 1 (рис. 2.51). Наружное кольцо правого подшипника базируется по торцу B стакана. Наружное кольцо левого подшипника базируется по торцу крышки, точность расположения которого зависит от параллельности ψ_2 фланца и торца крышки подшипника, а также перпендикулярности торца Γ стакана оси отверстия ψ_1 .

На чертеже стакана приводят: допуск $t_{qк}$ перпендикулярности торца B оси отверстия на диаметре D по табл. 2.16; допуск t_1 перпендикулярности торца Γ оси отверстия на диаметре D_Φ

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{t_\Sigma}{0,85}\right)^2 - \left(\frac{D_\Phi}{D}\right)^2 - t_2^2}. \quad (2.17)$$

Значения допусков принимают: $t_\Sigma = t_{qк}$ — по табл. 2.16 на диаметре D ; t_2 — на диаметре D_Φ на один квалитет точнее t_Σ .

Точность расположения торца Γ стакана зависит от точности изготовления торца D . При затяжке болтов крепления стакана в случае

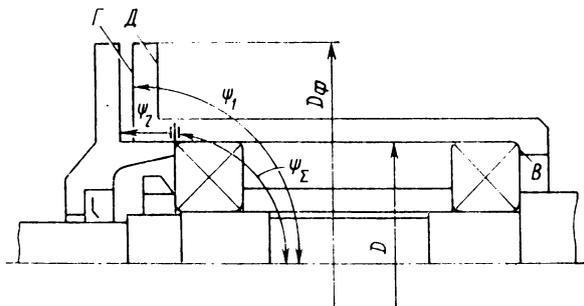


Рис. 2.51

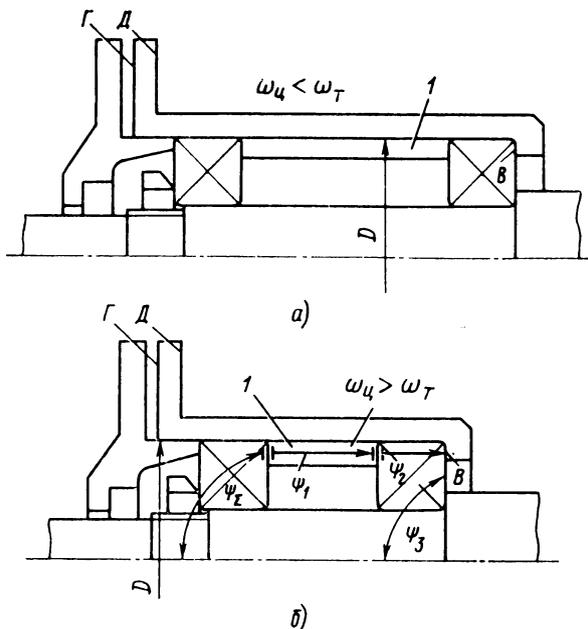


Рис. 2.52

отклонения от перпендикулярности торца D к оси внешнего цилиндра фланец стакана деформируется. Это приводит к изменению положения торца Γ , поэтому назначают допуск перпендикулярности торца D к оси внешнего цилиндра. Его принимают равным t_1 .

В схемах на рис. 2.52, *а* и *б* подшипники, установленные в стакане, разделены втулкой 1 . Для выполнения расчетов допусков деталей в этом случае вначале определяют основную базу втулки 1 . С этой целью вычисляют по формулам (2.1)—(2.5) погрешность базирования $\omega_{\text{ц}}$ по цилиндрической поверхности сопряжения втулки со стаканом, а по формулам (2.6)—(2.8) погрешность базирования $\omega_{\text{т}}$ этой втулки по торцам.

При $\omega_{\text{ц}} < \omega_{\text{т}}$ основная база для втулки 1 — цилиндр (схема на рис. 2.52, *а*), при $\omega_{\text{ц}} > \omega_{\text{т}}$ — торцы (схема на рис. 2.52, *б*).

Схема 2 (рис. 2.52, *а*). Основная база дистанционной втулки, установленной между подшипниками, — цилиндрическая поверхность сопряжения втулки с поверхностью отверстия стакана. В этой схеме правый подшипник базируется по торцу B стакана, поэтому на чертеже стакана приводят допуск перпендикулярности торца B к оси отверстия. Величину допуска принимают по табл. 2.16. Торцев Γ стакана свободный. Требования точности к торцам Γ и D не предъявляют. Левый подшипник базируется по торцу втулки. На чертеже втулки 1 приводят допуск перпендикулярности торцов к оси внешнего цилиндра. Значение допуска вычисляют по формуле (2.11), в которую подставляют $t_{\Sigma} = t_{\text{тк}}$ по табл. 2.16 и $d_a = D$.

Схема 3 (рис. 2.52, б). Основная база втулки I — торцы. Точность базирования левого подшипника зависит от параллельности ψ_1 торцов втулки, параллельности ψ_2 торцов наружного кольца подшипника и перпендикулярности ψ_3 торца B стакана к оси отверстия.

Допуск перпендикулярности торца B стакана на диаметре D ($C_1 = C_2 = C_3 = 1,0$)

$$t_3 = \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma}}{0,85}\right)^2 - t_1^2 - t_2^2} \quad (2.18)$$

Значения допусков принимают: $t_{\Sigma} = t_{gr}$ — по табл. 2.16 на диаметре D ; t_1 — на диаметре D на один квалитет точнее t_{Σ} ; t_2 — на диаметре D , исходя из непостоянства ширины колец (см. работу [8], с. 92—97), по следующим данным:

Класс точности подшипника	0	6	5
Допуск t_2	IT6	IT5	IT4

Пример. Определить допуск перпендикулярности торца B стакана при установке шарикоподшипников класса точности 0 по схеме 3 (рис. 2.52, б); $D = 85$ мм. Значения допусков по приведенным выше рекомендациям $t_{\Sigma} = 0,054$ мм;

$t_1 = 0,035$ мм; $t_2 = 0,022$ мм.

По формуле (2.18) допуск

$$t_3 = \sqrt{\left(\frac{0,054}{0,85}\right)^2 - 0,035^2 - 0,022^2} = 0,05 \text{ мм.}$$

Для обеспечения требуемой точности базирования левого подшипника необходимо предъявлять повышенные требования к точности изготовления втулки и торца стакана. При установке по этой схеме роликовых подшипников допуски расположения поверхностей деталей крайне жесткие. Приходится устанавливать правый подшипник более высокой точности, чем левый.

Пример. В стакане с диаметром отверстия $D = 85$ мм установлены по схеме 3 конические роликоподшипники: левый класса точности 0, правый класса точности 6. Определить допуск перпендикулярности торца B стакана к оси отверстия.

Расчетные величины в формуле (2.18) $t_{\Sigma} = 0,022$ мм, $t_1 = 0,015$ мм; $t_2 = 0,015$ мм.

Допуск перпендикулярности торца B стакана

$$t_3 = \sqrt{\left(\frac{0,022}{0,85}\right)^2 - 0,015^2 - 0,015^2} = 0,015 \text{ мм.}$$

поэтому схему 3 (рис. 2.52, б) не рекомендуется применять для установки роликовых подшипников. Следует перейти к схеме 2 (рис. 2.52, а). Для этого уменьшают зазор в сопряжении втулки I со стаканом и, если возможно, увеличивают длину втулки, чтобы выполнялось условие $\omega_{\Pi} < \omega_{\Gamma}$. В схеме 3 торцы Γ и D стакана не влияют на точность базирования подшипников, поэтому требования к точности их расположения не предъявляют.

Установку конических роликовых подшипников в стакане часто применяют при консольном закреплении вала-шестерни в узлах ко-

нических зубчатых передач. При таком исполнении конструкция узла проста, компактна и удобна при сборке и регулировании. Недостаток консольной конструкции — повышенная концентрация нагрузки по длине зуба шестерни. Для уменьшения концентрации нагрузки увеличивают жесткость узла. Жесткость узла определяется отношением расстояния b между опорами к вылету консоли a (рис. 2.53); оптимальным является диапазон отношения $b/a = 2... 2,5$.

Остановимся на наиболее распространенных конструкциях стаканов.

В конструкциях редукторов, выпускаемых промышленностью крупными сериями, для размещения подшипников вала-шестерни конической применен стакан с кольцевым выступом в отверстии. Оба подшипника при этом базируются непосредственно по торцам выступа без промежуточных деталей. Точность базирования подшипников зависит от точности изготовления только одной детали — стакана. Крышка подшипника не нагружена внешними силами. Все это — преимущества конструкции, представленной на рис. 2.53, *а*; недостаток ее — наличие кольцевого выступа в отверстии стакана, что усложняет его обработку.

В конструкциях ряда отечественных и особенно зарубежных машин широко применяют конические роликовые подшипники с бортом на наружном кольце (рис. 2.53, *б*). Применение таких подшипников позволяет избежать внутреннего кольцевого выступа в отверстии стакана. Конструкция стакана предельно упрощается, а преимущества, как и для варианта на рис. 2.53, *а* сохраняются.

Подшипник, расположенный ближе к шестерне, нагружен большей радиальной силой и воспринимает также осевую силу (все ва-

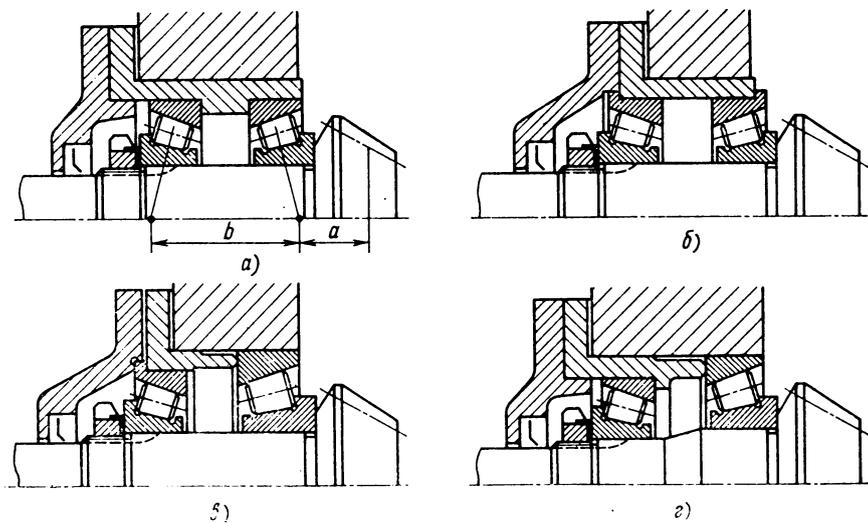


Рис. 2.53

рианты рис. 2.53). В связи с этим в ряде машин устанавливают этот подшипник более тяжелой серии (рис. 2.53, в) или с большим диаметром посадочного отверстия (рис. 2.53, з). Устанавливают этот подшипник непосредственно в отверстие корпуса. Такое конструктивное решение имеет также и то преимущество, что базирование вала-конической шестерни в корпусе получается более точное, так как отсутствует промежуточная деталь — стакан. Особенно положительно это сказывается на точности межосевого расстояния передачи (норма f_{ar} по СТ СЭВ 186—75).

Длина стакана при $b/a = 2...2,5$ значительно уменьшается. Стакан получается очень коротким, и положение его в корпусе определяется уже не короткой посадочной цилиндрической поверхностью, а весьма развитым фланцем; поэтому целесообразно цилиндрическую поверхность стакана использовать лишь в качестве центрирующей базы. Тогда длину точной посадочной поверхности стакана можно значительно уменьшить (рис. 2.53, в). Если при конструировании узла на назначенный диаметр вала в каталоге нет подшипника с бортом на наружном кольце, то применяют стаканы с бортом в отверстии (рис. 2.53, з).

Допуски формы и расположения поверхностей стаканов рассмотренных конструкций приведены в следующем параграфе.

§ 9. ДОПУСКИ РАЗМЕРОВ, ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Допуски размеров, входящих в расчетные схемы, определяют из результатов расчетов по соответствующим схемам. Допуски свободных размеров принимают по квалитетам 12, 13 или чаще 14. Их задают на чертежах деталей в технических требованиях общей записью типа. «Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий $H14$, валов $h14$, остальных $\pm IT14/2$ ».

Допуски размеров задают на чертежах деталей условными обозначениями полей допусков, например $\varnothing 63 h9$. Если номинальные значения размеров не входят в ряд стандартных чисел, то допуски задают числовыми значениями предельных отклонений, например $\varnothing 61_{-0,074}$.

Ниже приведены допуски формы и расположения поверхностей деталей типа валов, валов-шестерен, червяков, зубчатых и червячных колес, крышек подшипников качения, стаканов, втулок, колец, корпусных деталей. Пользуясь изложенными далее рекомендациями, можно предъявлять необходимые требования точности и к деталям других типов.

Подшипники качения являются одним из источников вибраций, динамических нагрузок, шума, которые снижают долговечность изделий машиностроения. Именно поэтому первая группа требований точности, предъявляемых к деталям машин, связана с установкой под-

шипников качения. Назначение некоторых из них — ограничить отклонения формы дорожек качения колец подшипников. К ним относятся отклонения от цилиндрических посадочных {поверхностей вала и корпуса и отклонения от перпендикулярности базовых торцов на валу и в корпусе. Отрицательное воздействие на работу подшипников и, следовательно, на изделия машиностроения оказывает также перекося колец подшипников.

В основу требований точности, связанных с установкой подшипников качения, положен ГОСТ 3325—55. В связи с применением стандартов СТ СЭВ 144—75, 145—75, 301—76 и 368—76 данные ГОСТ 3325—55 соответствующим образом переработаны.

Известно, что значения допусков перпендикулярности базовых торцов вала и корпуса, приведенные в ГОСТ 3325—55, справедливы только для шариковых подшипников. Для роликовых подшипников эти допуски оказались чрезмерно грубыми. Например, только погрешность базовых торцов корпусных деталей (если их обрабатывать по допускам ГОСТ 3325—55) может вызвать перекося колец подшипников, превышающий предельно допустимый. В связи с этим для роликовых подшипников рассчитаны допуски соосности посадочных поверхностей и перпендикулярности базовых торцов на основе опытных данных фирмы FAG [12].

Вторая группа требований точности, которые предъявляют к деталям, связана с обеспечением в зубчатых и червячных передачах норм кинематической точности и норм контакта. Допуски этих параметров работы передач определены СТ СЭВ 641—77, 186—75, 311—76. Кинематическая погрешность передачи вызывается радиальным биением дорожек качения внутренних колец подшипников, а также отклонением от соосности зубчатого венца колеса относительно рабочей оси вращения и посадочной поверхности вала относительно общей оси посадочных поверхностей для подшипников качения. Погрешность контакта вызывается отклонением в направлении зубьев колеса и погрешностью его базирования по посадочным поверхностям вала.

Еще одна группа требования точности, предъявляемых к деталям, связана с необходимостью ограничения возможной неуравновешенности деталей. Последняя, как известно, является одной из основных причин вибраций, динамических нагрузок и шума во время работы изделий машиностроения. Допускаемые значения дисбаланса определены стандартами ИСО 1940 и ГОСТ 22061—76; эти стандарты устанавливают несколько классов точности балансировки, которые назначают в зависимости от вида изделия машиностроения и условий его работы. Нормы допускаемого дисбаланса, приведенные в стандартах, описываются выражением $en = \text{const}$, где e — удельный дисбаланс, г · мм/кг, численно равный смещению центра массы с оси вращения, мкм; n — частота вращения изделия, мин.⁻¹. В связи с этим удобно предъявлять к отдельным поверхностям деталей требования в виде допусков соосности.

Некоторые другие требования точности, предъявляемые к деталям, оговорены ниже.

1. Валы

На рис. 2.54 приведена схема расположения условных обозначений технических требований, которые следует предъявлять к деталям типа валов, валов-шестерен и червяков.

Рабочей осью вала является общая ось посадочных поверхностей для подшипников качения, поэтому измерительной базой при контроле поверхностей детали является ось, обозначенная на рисунке через *AB*.

Ниже в соответствии с позициями, указанными на рис. 2.54, приведены требования точности к форме и расположению поверхностей деталей указанных типов.

Позиция 1. Цилиндричность посадочных поверхностей для подшипников качения.

Допуск цилиндричности принимают примерно равным $0,3 t_v$ (где t_v — допуск размера посадочной поверхности вала).

Известно, что погрешность формы посадочных поверхностей для подшипников качения вызывает искажение дорожек качения с коэффициентом 0,75, поэтому указанное требование точности предназначено для сохранения правильной геометрии дорожек качения колец подшипников. Такое же назначение имеет требование точности по поз. 2.

Позиция 2. Перпендикулярность торца заплечика вала.

Допуск перпендикулярности задают на диаметре d_0 по следующим данным.

Тип подшипника	Допуск		
Шариковый радиальный и радиально-упорный	IT7		
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	IT6		
Конический роликовый	IT5		
1	4	1	7

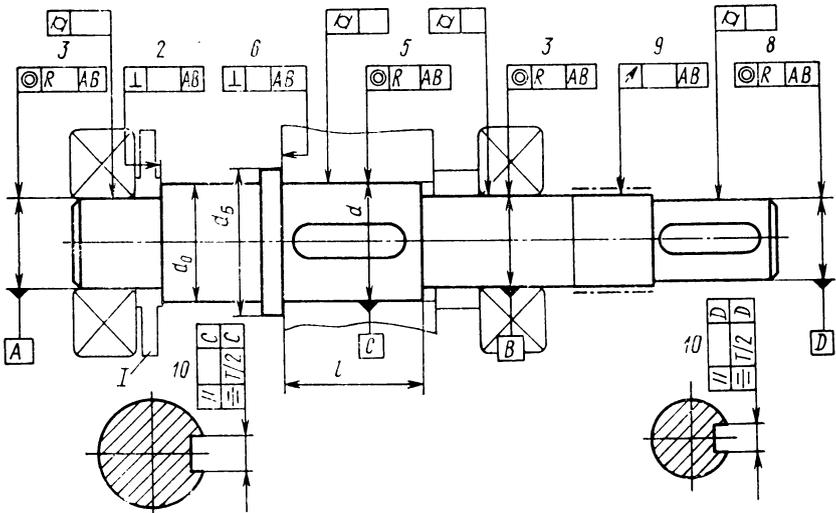


Рис. 2.54

На чертеже кольца I задают допуск параллельности базовых торцов на один квалитет точнее.

Позиция 3. Соосность посадочных поверхностей для подшипников относительно их общей оси.

Допуск соосности задают на диаметре посадочной поверхности по следующим данным.

Тип подшипника	Допуск
Шариковый радиальный и радиально-упорный	IT5
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	IT4
Конический роликовый	IT3

Позиция 4. Цилиндричность посадочной поверхности для зубчатых, червячных колес.

Допуск цилиндричности принимают примерно равным $0,3 t_b$, где t_b — допуск размера посадочной поверхности вала.

Назначение технического требования — ограничение концентрации контактных давлений по посадочной поверхности.

Позиция 5. Соосность посадочных поверхностей для зубчатых и червячных колес. Допуск соосности задают на диаметре посадочной поверхности по табл. 2.17.

Назначение технического требования — обеспечение выполнения кинематической точности передач.

Величина допуска соосности этой поверхности зависит от допуска радиального биения зубчатого венца. Радиальное биение зубчатого венца вызывают следующие погрешности: отклонение от соосности дорожек качения внутренних колец подшипников, отклонение от соосности посадочной поверхности вала относительно общей оси, биение зубчатого венца колеса относительно оси посадочного отверстия. Вероятностным суммированием перечисленных выше случайных векторных величин при допуске радиального биения зубчатого венца по СТ СЭВ 641—77 получены рекомендации по величине допуска соосности на диаметре посадочной поверхности вала (см. табл. 2.17).

Позиция 6. Перпендикулярность торца заплечика вала.

Допуск перпендикулярности задают на диаметре d_b по табл. 2.17, но степень точности принимают по нормам контакта. Назначение технического требования — обеспечение выполнения норм контакта зубьев в передаче.

При длинной ступице ($l/d \geq 0,8$) положение колеса относительно вала полностью определяется сопряжением его по цилиндрической поверхности. В этом случае требования точности к торцу заплечика вала не предъявляют.

При последующей сборке валов с установленными на них зубчатыми колесами необходимо получить определенное пятно контакта зубьев сопряженных колес. Норму на пятно контакта определяет норма точности в направлении зуба. Одной из составляющих, вызывающих погрешность в направлении зуба, является погрешность базирования колеса относительно общей оси посадочных поверхностей вала для подшипников. Точность базирования колеса определяется:

при посадочной поверхности относительно большой длины ($l/d \geq 0,8$) — отклонением от соосности посадочной поверхности вала под колесо относительно общей оси (поз. 5);

при короткой посадочной поверхности ($l/d < 0,8$) — отклонением от перпендикулярности торца заплечика вала к общей оси (поз. 6).

Позиция 7. Цилиндричность посадочных поверхностей для муфт, шкивов, звездочек.

Допуск цилиндричности принимают примерно равным $0,4 t_b$, где t_b — допуск размера посадочной поверхности вала. Назначение технического требования — см. поз. 4.

Позиция 8. Соосность посадочных поверхностей для муфт, шкивов, звездочек.

Допуск соосности задают на диаметре посадочной поверхности по следующим данным.

Частота вращения вала, мин ⁻¹	600	1000	1500	3000
Допуск соосности, мм	0,030	0,018	0,012	0,006

Назначение технического требования — ограничение возможного дисбаланса как самого вала, так и вала в сборе с деталью, установленной на его конце.

Позиция 9. Радиальное биение поверхности вала под манжетное уплотнение.

Допуск биения принимают по следующим данным.

Частота вращения вала, мин ⁻¹	До 1000	Св. 1000 до 1500	Св. 1500 до 3000
Допуск биения, мм	0,04	0,03	0,02

Назначение технического требования — не допускать значительной амплитуды колебаний рабочей кромки манжеты, вызывающих усталостные разрушения резины.

Позиция 10. Параллельность и симметричность расположения шпоночных пазов.

Допуск параллельности принимают равным $0,5 t_{шп}$, допуск симметричности равным $2,0 t_{шп}$, где $t_{шп}$ — допуск размера ширины шпоночного паза.

Назначение технического требования — обеспечение равномерного контакта рабочих поверхностей шпонки и паза вала.

2. Зубчатые и червячные колеса

На чертежах зубчатых и червячных колес проставляют линейные размеры a, a_1, a_2, a_3, b, b_2 , линейные габаритные размеры Γ и размеры, входящие в расчетные схемы $P, P1$ и $P2$ (рис. 2.55). При токарной обработке всей поверхности детали после штамповки размеры следует проставлять по рис. 2.55, a, z . При штампованных и литых заготовках указывают толщину s дисков и связующие размеры C (рис. 2.55, $b, в, д$).

Таблица 2.17

Степень кинематической точности	Допуск для колес	
	зубчатых	червячных
6	IT3	IT4
7,8	IT4	IT5
9	IT5	IT6

Таблица 2.18

Степень кинематической точности	Допуск точности для колес	
	зубчатых	червячных
6	IT4	IT5
7,8	IT5	IT6
9	IT6	IT7

На размеры P , $P1$ и $P2$ допуски назначают в соответствии с результатами расчета по соответствующим расчетным схемам.

Внешний цилиндр и торцы зубчатого венца обычно не выполняют каких-либо функций во время работы передачи и являются свободными поверхностями. Однако их часто используют в качестве технологических баз: торцы венца — как установочную базу при изготовлении зубьев, а поверхность внешнего цилиндра — при выверке заготовки на станке и контроле некоторых параметров зубьев. В связи с этим необходимые требования точности к внешнему цилиндру и торцам зубчатого венца следует приводить в технологической документации, а не на чертеже зубчатого колеса. Эти поверхности можно считать свободными, что соответствует указаниям работы [7] (см. с. 50).

На рис. 2.56 приведены схемы расположения условных обозначений технических требований, которые следует предъявлять к зубчатым и червячным колесам.

Ниже, в порядке номеров позиций, указанных на рис. 2.56, приведены допуски размеров, формы и расположения поверхностей зубчатых и червячных колес.

Позиция 1 (рис. 2.56, *a*). Точность внешнего диаметра колеса. Допуск размера принимают по следующим данным.

Модуль, мм	До 2,5	Св. 2,5 до 6,3	Св. 6,3
Обозначение поля допуска . .	$h12$	$h13$	$h14$

Назначение технического требования — ограничение уменьшения высоты зуба и длины линии зацепления.

В соответствии с ЕСКД не допускается помещать на рабочих чертежах деталей технологические сведения. В частности, если наружный цилиндр используют в качестве измерительной базы, то в технологической документации задают на диаметр d_a допуск $0,5 t_H$, на радиальное биение внешней поверхности допуск $0,25 t_H$, где t_H — допуск на смещение исходного контура по СТ СЭВ 641—77 и 368—76.

Позиция 2 (рис. 2.56, *a*). Цилиндричность базового отверстия.

Допуск цилиндричности принимают примерно равным $0,3 t_a$, где t_a — допуск диаметра отверстия. Назначение технического требования — см. поз. 4 (рис. 2.54).

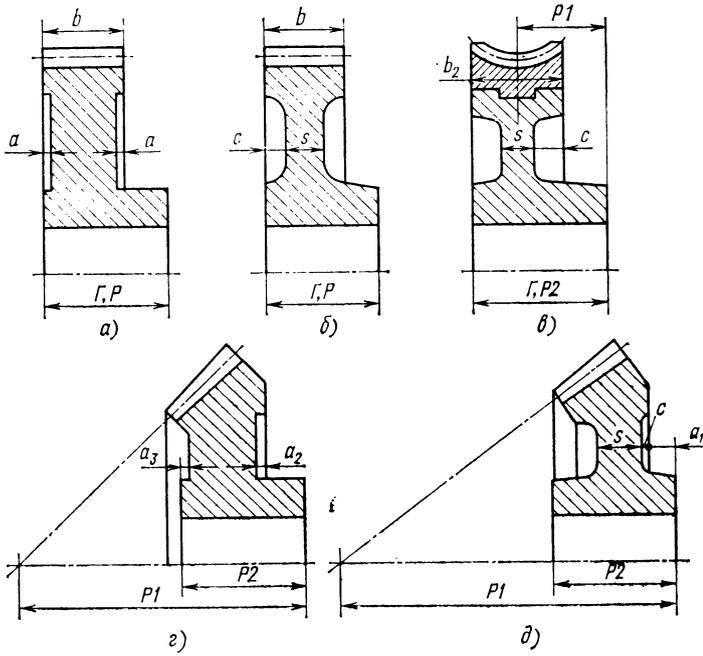


Рис. 2.55

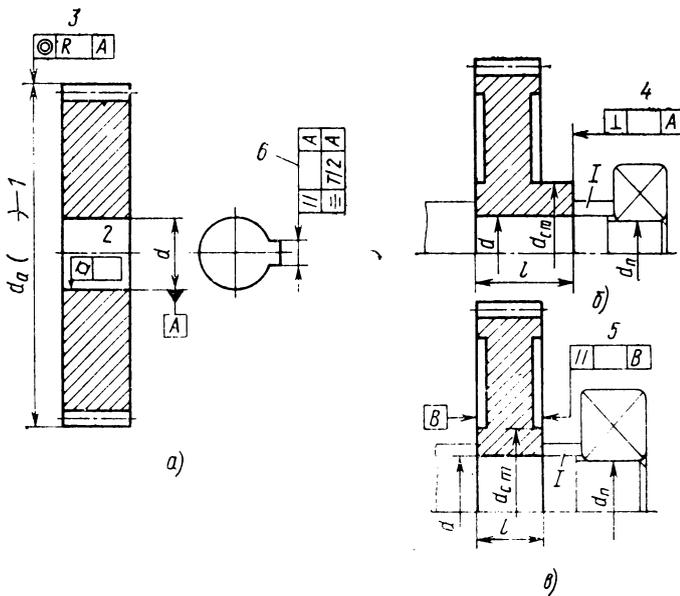


Рис. 2.56

Позиция 3 (рис. 2.56, а). Соосность внешнего цилиндра. Допуск соосности задают на диаметре d посадочного отверстия по данным, приведенным для поз. 8 (рис. 2.54). Назначение технического требования — см. поз. 8 (рис. 2.54).

В работе [7] указана необходимость простановки допуска на радиальное биение наружного диаметра, который для рассматриваемого случая равен $0,1 m$.

Радиальное биение — суммарная погрешность, включающая погрешности формы и расположения. Биение вследствие погрешности формы сказывается практически только на высоте зуба и является относительно малой величиной даже для мелкомодульных колес. Радиальное биение, вызванное погрешностью расположения, определяет смещение центра масс относительно оси вращения, вследствие чего возникает неуравновешенность. В связи с этим можно ограничиться допуском соосности внешнего цилиндра относительно посадочного отверстия, а для валов-шестерен относительно общей оси поверхностей для подшипников качения.

В технологической документации для обеспечения кинематической точности передачи следует задавать допуск соосности зубчатого венца относительно посадочного отверстия (для валов-шестерен к общей оси посадочных поверхностей для подшипников качения).

Допуск соосности задают для насадных колес на диаметре посадочного отверстия, для валов-шестерен на делительном диаметре по табл. 2.18.

Позиция 4 (рис. 2.56, б). Перпендикулярность торца ступицы (для колес с отношением $l/d \geq 0,8$) к оси посадочного отверстия.

Допуск перпендикулярности принимают на диаметре отверстия подшипника d_n по следующим данным.

Тип подшипника	Допуск
Шариковый радиальный и радиально-упорный	IT7
Радиальный с короткими цилиндрическими роляками	IT6
Конический роликовый	IT5

На чертеже колеса допуск перпендикулярности задают на диаметре ступицы $d_{ст}$. Для этого указанный допуск умножают на отношение $d_{ст}/d_n$. На чертеже кольца I задают допуск параллельности торцов. Значение допуска на внешнем диаметре кольца принимают на один квалитет точнее.

В технологической документации для обеспечения норм контакта зубьев передачи следует задавать допуск перпендикулярности базового торца зубчатого венца к оси посадочного отверстия. Значение допуска на диаметре $d_{ст}$ следует принимать по табл. 2.19.

Позиция 5 (рис. 56, в). Параллельность (для узких колес с отношением $l/d < 0,8$) торцов ступицы.

Допуск параллельности принимают на диаметре d_n отверстия подшипника по следующим данным.

Шариковый радиальный и радиально-упорный	IT6
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	IT5
Конический роликовый	IT4

Таблица 2.19

Степень точности по нормам контакта	Допуск для колес	
	зубчатых	червячных
6	IT3	IT4
7,8	IT4	IT5
9	IT5	IT6

Так же как и в предыдущем случае допуск параллельности относят к диаметру ступицы $d_{ст}$, поэтому указанное значение допуска умножают на отношение $d_{ст}/d_{ц}$.

Если колесо без выточек и ступицы, то допуск параллельности относят к условному диаметру измерения d' (значением которого задаются). Для записи на чертеже указанное значение допуска параллельности торцов умножают на отношение $d'/d_{ц}$.

В рамке условного обозначения записывают значение допуска и диаметр измерения.

Пример. На валу установлен шариковый радиальный подшипник с диаметром отверстия $d_{ц} = 35$ мм. Допуск параллельности торцов колеса по приведенным данным равен 0,016 мм. Задаемся диаметром измерения $d' = 50$ мм. Допуск, записываемый на чертеже колеса, равен: $0,016 \cdot 50/35 = 0,023$ мм. В рамке условного обозначения записываем 0,023/50.

На чертеже кольца I , как и ранее, обозначаем допуск параллельности торцов. Значение допуска на внешнем диаметре кольца принимают на один квалитет точнее.

В технологической документации для обеспечения норм контакта зубьев передачи следует задавать допуск параллельности базового торца зубчатого венца базовому торцу ступицы. Значение допуска на диаметре $d_{ст}$ принимают по табл. 2.19.

Позиция 6 (см. рис. 2.56, а). Параллельность и симметричность расположения шпоночных пазов.

Величину допусков определяют по соотношениям, приведенным для поз. 10 (рис. 2.54).

3. Крышки подшипников

На чертежах крышек подшипников наносят осевые размеры по рис.2.57, где l_1 и l_2 — размеры элементов заготовки, полученные в отливке; C — размер, связывающий литье и обработанные поверхности; m_1, \dots, m_5 — размеры, полученные при механической обработке; Γ — габаритный размер.

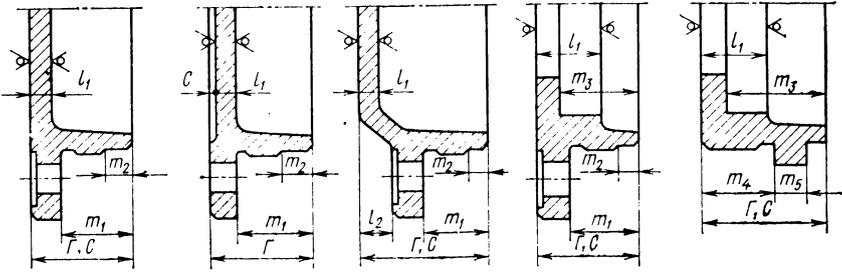


Рис. 2.57

Допуски размеров задают на следующие параметры крышек (рис. 2.58): на размер h по результатам вычислений для соответствующей расчетной схемы; на размер b закладной крышки ($h11$); на сопряженный размер D (для привертных глухих крышек $d11$, для привертных крышек с отверстием под манжету $h8$, для всех закладных крышек $h8$); на диаметр отверстия D_m под манжету ($H8$).

На рис. 2.58 показана схема расположения условных обозначений технических требований, которые следует предъявлять к деталям типа крышек подшипников. При определении норм точности в основу положен ГОСТ 18514—81. В связи с введением стандартов СТ СЭВ 144—75, 145—75, 301—76 и 369—76 данные ГОСТ 18514—73 переработаны.

Ниже в соответствии с позициями, указанными на рис. 2.58, приведены допуски расположения поверхностей деталей типа крышек подшипников.

Позиция 1. Параллельность торцов крышек.

Допуск параллельности на диаметре D принимают по следующим данным:

Тип подшипника	Допуск
Шариковый радиальный и радиально-упорный	IT6
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	IT5
Конический роликовый	IT4

На чертеже крышки подшипника допуск параллельности базовых торцов задают на диаметре D_ϕ , поэтому указанный допуск умножают на отношение D_ϕ/D .

Если торец крышки не является базой для подшипника, то требование точности к нему не предъявляют.

Требования точности по поз. 2 и 3 связаны с работой манжетного уплотнения. Известно, что уплотнение работает удовлетворительно, если манжета не перекошена и соосна валу.

Позиция 2. Параллельность торца для базирования манжеты торцу центрирующей поверхности крышки.

Допуск параллельности на диаметре D задают примерно равным IT9.

Позиция 3. Соосность посадочной поверхности для манжеты.

Допуск соосности на диаметре D_m задают примерно равным IT6.

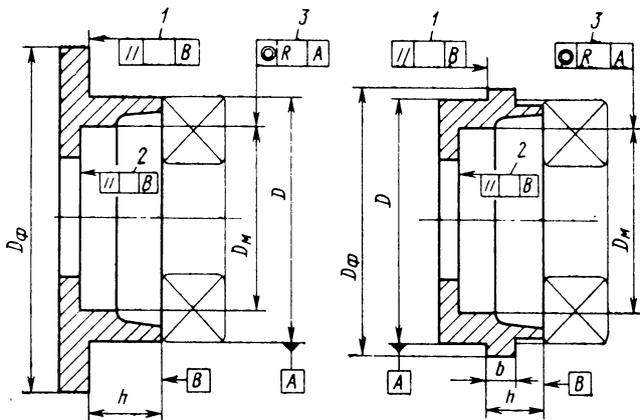


Рис. 2.58

При сверлении отверстий под крепежные болты по кондукторам или на станках с ЧПУ назначают допуски расположения. Величину допуска принимают $t_n = 0,2 (d_0 - d)$, где d_0 — диаметр отверстия под винт; d — диаметр винта.

Допуск зависимый. Диаметр расположения крепежных отверстий на чертеже заключают в рамку.

4. Стаканы

На чертежах стаканов проставляют осевые размеры: габаритный и сопряженные. В зависимости от конструктивной схемы узла число осевых размеров стакана, входящих в расчетные схемы, может быть равно или больше 1. Допуски на эти размеры назначают по результатам вычислений для соответствующей расчетной схемы.

В § 8, гл. II рассмотрены наиболее распространенные схемы установки подшипников в стаканах. На рис. 2.59, 2.60 приведены требования к форме и точности расположения поверхностей стаканов, показаны схемы расположения условных обозначений технических требований.

Длина стаканов, выполненных по рис. 2.59 и 2.60, очень небольшая. В связи с этим стакан базируют не по цилиндру, а по торцу фланца. В вариантах конструкции по рис. 2.60 цилиндрическую поверхность d делают короткой, что достаточно для центрирования стакана по посадочному отверстию корпусной детали.

Характер технических требований определяется тем, что основной базой является поверхность C фланца стакана (рис. 2.59 и 2.60). Положение базовых торцов стакана для упора подшипников обеспечивается параллельностью этих торцов базовому торцу C фланца стакана.

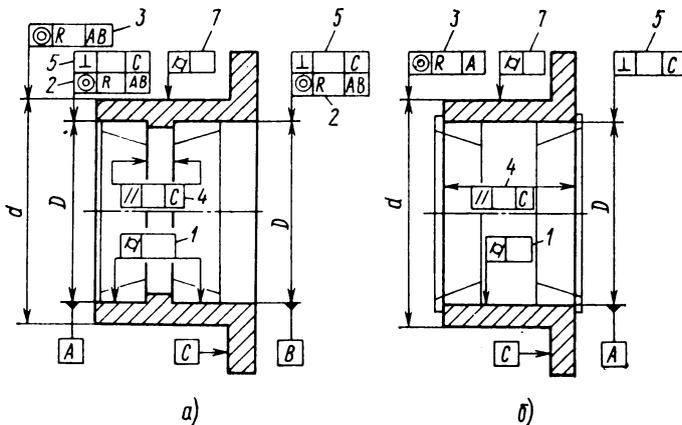


Рис. 2.59

Ниже, в порядке номеров позиций, указанных на рис. 2.59 и 2.60, приведены требования точности, предъявляемые к деталям типа стаканов.

Позиция 1. Цилиндричность посадочного отверстия стакана. Допуск цилиндричности принимают примерно равным $0,3 t_a$, где t_a — допуск размера посадочного отверстия.

Позиция 2. Соосность посадочных отверстий для подшипников относительно их общей оси.

Допуск соосности на диаметре D задают примерно равным $IT4$.

Позиция 3. Соосность внешнего цилиндра и посадочного отверстия (отверстий).

Допуск соосности задают примерно равным $0,3 t_a$. Назначение технического требования — обеспечение точности межосевого расстояния в передаче (допуска $2 f_a$ по СТ СЭВ 186—75).

Позиция 4. Параллельность торцов для упора колец подшипников в базовому торцу фланца. Допуск параллельности на диаметре D (или d для левого торца — см. рис. 2.60) задают по следующим данным.

Тип подшипника	Допуск
Шариковый радиально-упорный	$IT8$
Конический роликовый	$IT6$

Позиция 5. Перпендикулярность оси посадочного отверстия базовому торцу фланца.

Допуск перпендикулярности задают на диаметре D по рекомендациям, указанным для поз. 4.

Позиция 6 (см. рис. 2.60). Круглость центрирующей поверхности.

Допуск круглости задают примерно равным $0,4 t_b$, где t_b — допуск размера центрирующего пояса диаметром d .

Позиция 7 (см. рис. 2.59). Цилиндричность внешнего цилиндра.

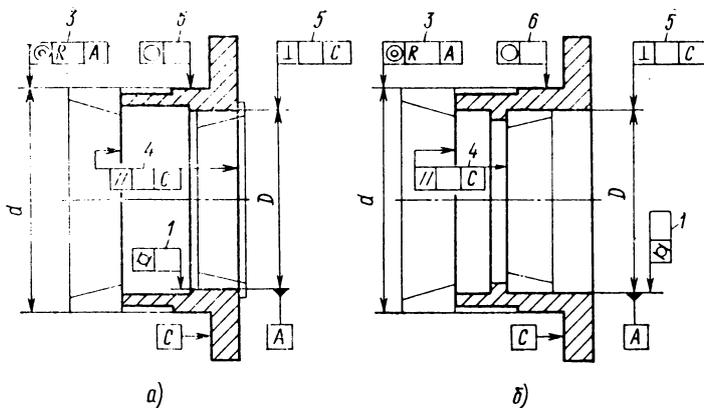


Рис. 2.60

Допуск цилиндричности задают примерно равным $0,4 t_b$, где t_b — допуск размера внешнего цилиндра.

Технические требования к поверхностям стаканов других конструкций можно задавать, пользуясь схемами рис. 2.59, 2.60 и приведенными выше рекомендациями.

Сравнивая конструктивные варианты стаканов по рис. 2.59 и 2.60, можно сделать следующие выводы:

вариант конструкции стакана по рис. 2.59, а наиболее сложный, и следовательно, наименее удачный;

вариант конструкции стакана по рис. 2.60, а вследствие простоты наиболее удачный, а точность базирования левого подшипника более высокая;

конструкция стакана по рис. 2.60, б несколько сложнее, чем по рис. 2.60, а, ее следует применять, если нельзя подобрать подшипники с бортом на наружном кольце.

Значения допусков соосности, приведенные выше, заданы в радиусной мере (буква R в рамке условного обозначения). По СТ СЭВ 301—76 и 368—76 требования соосности задают также полем допуска в диаметральной мере. В этом случае в рамке условного обозначения вместо R изображают знак \varnothing , а значение допуска удваивают.

Допуски формы и расположения поверхностей, связанные с установкой подшипников качения, даны для случаев применения подшипников класса точности 0. С повышением класса точности подшипников допуски формы и расположения должны быть более жесткими.

Выше рассмотрены простейшие случаи сопряжения подшипников с валами, колесами и другими деталями. В более сложных случаях допуски расположения поверхностей следует рассчитывать. Методика расчета допусков для этих случаев приведена в гл. I, § 7.

Допуск расположения осей крепежных отверстий назначают так же как для крышек подшипников.

5. Втулки, кольца

Втулки чаще всего являются одной из деталей сборочного комплекта. В связи с этим на чертеже втулки проставляют габаритный осевой размер Γ , который часто является и размером P , входящим в расчетную схему. Допуск на этот размер определяют по результатам вычислений для соответствующей расчетной схемы.

Требования точности расположения поверхностей зависят от того, какая поверхность втулки является основной базой. Если основная база втулки — торцы, то ограничивают отклонения от параллельности

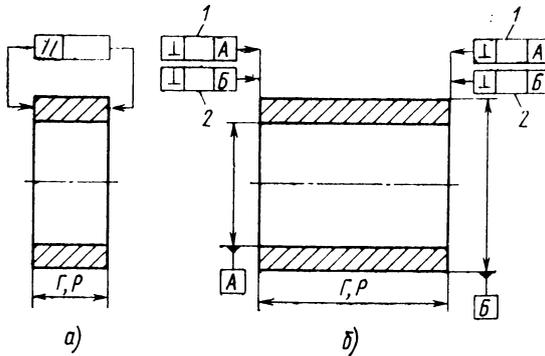


Рис. 2.61

торцов (рис. 2.61, а). Если основная база втулки — цилиндрическая поверхность, то задают отклонение от перпендикулярности торцов оси посадочной поверхности (рис. 2.61, б): при установке втулки на валу — поз. 1, при установке втулки в корпусе (стакане) — поз. 2.

Допуски параллельности и перпендикулярности торцов определяют по рекомендациям, приведенным выше, или рассчитывают по методике, изложенной в § 8.

6. Корпуса

На чертежах корпусов указывают комплекс технических требований. На рис. 2.62 показан в качестве примера корпус редуктора. По приведенному чертежу назначают допуски на:

размеры H и h ; исходя из условия собираемости величину допуска принимают по $h11$;

размер L ; величину допуска определяют по результатам вычислений для расчетной схемы, определяющей точность осевого положения вала (или необходимость регулирования зацепления или подшипников);

размер A_0 , связывающий ось подшипниковых отверстий с осью крепежного отверстия в основании корпуса; допуск принимают

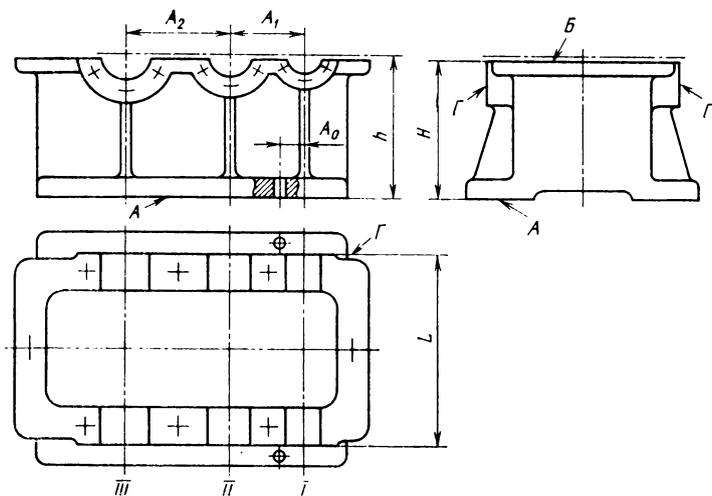


Рис. 2.62

$\pm 0,1 (d_0 - d)$, где d_0 — диаметр крепежного отверстия; d — диаметр винта;

размеры A_1 и A_2 ; величину допуска принимают $\pm (0,6 \dots 0,7) f_a$, где f_a — допуск межосевого расстояния передачи по СТ СЭВ 641—77;

отклонение расположения осей крепежных отверстий; допуск принимают при сверлении отверстий в приспособлениях или на станках с ЧПУ в основании корпуса равным $0,1 (d_0 - d)$, в остальных местах $0,2 (d_0 - d)$.

Приведем допуски формы и расположения поверхностей.

1. Допуск цилиндричности базовых отверстий для подшипников качения равен примерно $0,3 t_a$; для стаканов, втулок примерно $0,4 t_a$, где t_a — допуск размера базового отверстия.

2. Допуски плоскостности: опорной поверхности A — $0,05/100$ мм/мм; плоскости разъема B — $0,01/100$ мм/мм; боковых платиков Γ — $0,03/100$ мм/мм.

3. Допуски параллельности плоскостей A и B и перпендикулярности плоскостей B и Γ — $0,05/100$ мм/мм.

4. Допуски параллельности t_x и перекаса t_y осей основных отверстий (обозначены I , II и III на рис. 2.62) на размере L между внешними стенками корпуса

$$t_x = (0,3 \dots 0,4) \frac{2|f_x|L}{B}; t_y = (0,3 \dots 0,4) \frac{2|f_y|L}{B};$$

здесь f_x и f_y — допуски параллельности и перекаса осей отверстий в передаче на ширине B колеса по СТ СЭВ 641—77.

5. Допуск перпендикулярности осей отверстий к плоскости Γ . Величину допуска рассчитывают по методике, изложенной в § 8, гл. II.

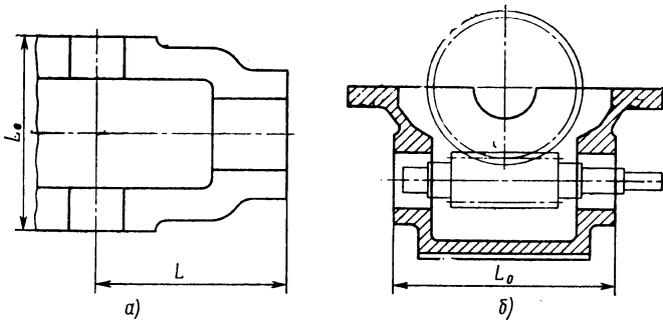


Рис. 2.63

6. Допуск соосности основных отверстий относительно их общей оси. Величину допуска принимают по рекомендациям § 8, гл. II.

7. Допуск перпендикулярности осей отверстий для опор валов конической передачи (рис. 2.63, а)

$$t = (0,6 \dots 0,7) \frac{2|E_{\Sigma}|L_0}{R_m},$$

где E_{Σ} — допуск перпендикулярности осей в передаче по СТ СЭВ 186—75; R_m — среднее конусное расстояние; L_0 — см. рис. 2.63, а.

8. Допуск перекоса осей отверстий для опор червяка и вала червячного колеса (рис. 2.63, б)

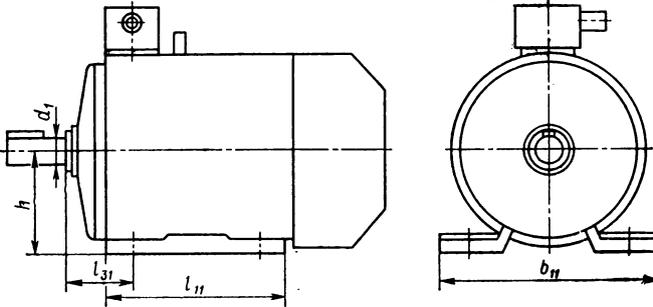
$$t_y = (0,7 \dots 0,8) \frac{f_y L_0}{B},$$

где f_y — допуск на перекося осей в передаче по СТ СЭВ 311—76; B — ширина венца колеса; L_0 — см. рис. 2.63, б.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Предельные отклонения высоты оси вращения
(по ГОСТ 13267—73 и 8592—79)



Номинальная высота h , мм	Предельные отклонения, мм, для исполнения	
	нормальной и повышенной точности	высокой точности
До 50	-0,4	-0,2
Св. 50 до 71	-0,5	-0,3
» 71 » 250	-0,5	-
» 250 » 630	-1,0	-

Отклонения от параллельности оси вращения относительно базовой плоскости (по ГОСТ 13267—73 и 8592—79);

Исполнение	Отклонение от параллельности, мм/мм
Нормальной точности	0,15/100
Повышенной точности	0,07/100
Высокой точности	0,05/100

Таблица П2

Отклонения от плоскостности опорной поверхности электродвигателей
(по ГОСТ 8592—79)

Наибольший размер b_{11}, l_{11} , мм (см. рис. к табл. П1)	Допуск, мм, плоскостности для исполнения		
	нормальной точности	повышенной точности	высокой точности
До 100	0,10	0,05	0,03
Св. 100 до 250	0,15	0,07	0,04
» 250 » 500	0,20	0,10	—
» 500 » 750	0,25	0,12	—

Предельные отклонения размера l_{31} электродвигателей (по ГОСТ 8592—79)

Диаметр вала d_1 , мм (см. рис. к табл. П1)	Предельные отклонения l_{31} , мм (см. рис. к табл. П1)
Св. 10 до 25	$\pm 1,5$
» 25 » 45	$\pm 2,0$
» 45 » 60	$\pm 3,0$

Таблица ПЗ

Радиальное биение концов валов
электродвигателей
(по ГОСТ 8592—79)

Диаметр вала d_1 , мм (см. рис. к табл. П1)	Радиальное биение, мм, для исполнений		
	нормальной точности	повышенной точности	высокой точности
Св. 10 до 18	0,035	0,018	0,010
» 18 » 30	0,040	0,021	—
» 30 » 50	0,050	0,025	—
» 50 » 80	0,060	0,030	—

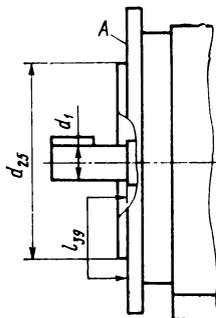
Таблица П5

Радиальное биение поверхности
 d_{25} центрирующего буртика и
торцовое биение поверхности А
фланцевых электродвигателей
(по ГОСТ 8592—79)

Диаметр d_{25} , мм (см. рис. к табл. П4)	Радиальное и торцовое биение, мм, для исполнений	
	нормаль- ной точности	повышен- ной точности
Св. 20 до 100	0,080	0,040
» 100 » 230	0,100	0,050
» 230 » 450	0,125	0,063

Таблица П4

Предельные отклонения диаметра
фланца d_{25} фланцевых
электродвигателей
(по ГОСТ 8592—79)



Диаметр фланца d_{25} , мм	Предельные отклоне- ния, мм	
	верхнее	нижнее
Св. 80 до 120	+0,013	-0,009
» 120 » 180	+0,014	-0,011

Предельные отклонения размера l_{39}
фланцевых электродвигателей
(по ГОСТ 8592—79);

Диаметр вала d_1 , мм (см. рис. к табл. П4)	Предельные отклонения l_{39} , мм (см. рис. к табл. П4)
Св. 10 до 25	$\pm 1,6$
» 25 » 45	$\pm 2,0$
» 45 » 60	$\pm 2,5$

Таблица П6

Предельные отклонения межосевого расстояния зубчатых передач
(по СТ СЭВ 641—77)

Вид сопряжения	Значение f_a , мкм, при межосевом расстоянии, мм					
	До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
D	± 22	± 28	± 30	± 35	± 40	± 45
C	± 35	± 45	± 50	± 55	± 60	± 70
B	± 60	± 70	± 80	± 90	± 100	± 110
A	± 100	± 110	± 120	± 140	± 160	± 180

Таблица П7

Допуски параллельности f_x и перекося f_y осей вращения валов зубчатых передач
(по СТ СЭВ 641—77)

Степень точности	Ширина зубчатого колеса, мм	Допуски параллельности, мкм		Степень точности	Ширина зубчатого колеса, мм	Допуски параллельности, мкм	
		f_x	f_y			f_x	f_y
6	До 40	9	4,5	8	До 40	18	9
	Св. 40 до 100	12	6,3		Св. 40 до 100	25	12
7	До 40	11	5,6	9	До 40	28	14
	Св. 40 до 100	16	8		Св. 40 до 100	40	20

Таблица П8

Предельные осевые смещения f_{AM} зубчатого венца конической и гипоидной передачи (по СТ СЭВ 186—75)

Степень точности	Средний нормальный модуль, мм	Значение $\pm f_{AM}$, мкм, при среднем конусном расстоянии R мм, и угле делительного конуса зубчатого колеса δ_1 , °								
		Св. 50 до 100			Св. 100 до 200			Св. 200 до 400		
		$\delta_1 \leq 20$	$20 < \delta_1 \leq 45$	$\delta_1 > 45$	$\delta_1 \leq 20$	$20 < \delta_1 \leq 45$	$\delta_1 > 45$	$\delta_1 \leq 20$	$20 < \delta_1 \leq 45$	$\delta_1 > 45$
7	От 1 до 3,5	67	56	24	150	130	53	340	280	120
	Св. 3,5 до 6,3	38	32	13	80	71	30	180	150	63
	» 6,3 » 10	24	21	8,5	53	45	19	120	100	40
8	От 1 до 3,5	95	80	34	200	180	75	480	400	170
	Св. 3,5 до 6,3	53	45	17	120	100	40	250	210	90
	» 6,3 » 10	34	30	12	75	63	26	170	140	160
9	От 1 до 3,5	140	120	48	300	260	105	670	560	240
	Св. 3,5 до 6,3	75	63	26	160	140	60	360	300	130
	» 6,3 » 10	50	42	17	105	90	38	240	200	85
10	От 1 до 3,5	190	160	67	420	360	150	950	800	340
	Св. 3,5 до 6,3	105	90	38	240	190	80	500	420	180
	» 6,3 » 10	71	60	24	150	130	53	320	280	120

Таблица П9

Предельные отклонения E_{Σ} межосевого угла конической и гипондной зубчатой передачи (по СТ СЭВ 186—75)

Вид сопряжения	Значение $\pm E_{\Sigma}$, мкм, при среднем конусном расстоянии R , мм, и угле делительного конуса шестерни δ_1 , °								
	Св. 50 до 100			Св. 100 до 200			Св. 200 до 400		
	$\delta_1 \leq 15$	$15 < \delta_1 \leq 25$	$\delta_1 > 25$	$\delta_1 \leq 15$	$15 < \delta_1 \leq 25$	$\delta_1 > 25$	$\delta_1 \leq 15$	$15 < \delta_1 \leq 25$	$\delta_1 > 25$
D	16	19	22	19	26	32	22	36	40
C	26	30	32	30	45	50	32	56	63
B	42	50	60	50	71	80	60	90	100
A	63	80	95	80	110	125	95	140	160

Таблица П10

Предельные отклонения f_a межосевого расстояния конической и гипондной зубчатой передачи (по СТ СЭВ 186—75)

Степень точности	Значение $\pm f_a$, мкм, при среднем конусном расстоянии R , мм		
	Св. 50 до 100	Св. 100 до 200	Св. 200 до 400
	Св. 50 до 100	Св. 100 до 200	Св. 200 до 400
7	20	25	30
8	30	36	45
9	45	55	75
10	75	90	120

Таблица П11

Отклонения межосевого угла червячной передачи (по СТ СЭВ 311—76)

Ширина зубчатого венца червячного колеса, мм	Норма контакта $\pm f_{\Sigma}$, мкм, при степени точности		
	8	9	10
До 63	16	22	28
Св. 63 до 100	22	28	36
» 100 » 160	30	40	50

Таблица П12

Отклонения $\pm f_a$ межосевого расстояния и смещения $\pm f_x$ средней плоскости венца червячной передачи (по СТ СЭВ 311—76)

Степень точности	Значения f_a (числитель) и f_x (знаменатель), мкм, при межосевом расстоянии a_w , мм					
	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
8	$\frac{80}{63}$	$\frac{90}{71}$	$\frac{105}{80}$	$\frac{110}{90}$	$\frac{125}{100}$	
9	$\frac{130}{100}$	$\frac{150}{110}$	$\frac{160}{130}$	$\frac{180}{140}$	$\frac{200}{150}$	
10	$\frac{200}{130}$	$\frac{220}{180}$	$\frac{260}{200}$	$\frac{280}{200}$	$\frac{300}{240}$	

Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные, кольца внутренние (по ГОСТ 520—71)

Требование точности	Класс точности	Значения, мкм, при номинальном диаметре d , мм				
		Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
Нижнее предельное отклонение ширины B (верхнее предельное отклонение равно 0)	0	—120	—120	—120	—150	—200
	6	—120	—120	—120	—150	—200
	5	— 80	—120	—120	—150	—200
	4	— 80	—120	—120	—150	—200
Непостоянство ширины колец U_p	0	20	20	20	25	25
	6	10	10	10	12	12
	5	5	5	5	6	7
	4	2,5	2,5	3	4	4
Радиальное биение дорожки качения R_f	0	10	13	15	20	25
	6	7	8	10	10	13
	5	3,5	4	5	5	6
	4	2,5	3	4	4	5
Осевое биение дорожки качения A_f	0	—	—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—
	5	7	8	8	8	9
	4	3	4	4	4	5

Таблица П14

Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные, кольца наружные (по ГОСТ 520—71)

Требование точности	Класс точности	Значения, мкм, при номинальном диаметре D , мм				
		Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 180
Нижнее предельное отклонение ширины колец B (верхнее предельное отклонение равно 0)	0, 6, 5, 4	—120	—150	—200	—250	
Непостоянство ширины колец U_p	0	—	—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—
	5	5	6	8	8	8
	4	2,5	3	4	5	5
Радиальное биение дорожки качения R_a	0	20	25	35	40	45
	6	10	13	18	20	23
	5	7	8	10	11	13
	4	5	5	6	7	8
Осевое биение дорожки качения A_a	0	—	—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—
	5	8	10	11	13	14
	4	5	5	6	7	8

Таблица П15

Подшипники роликовые конические, кольца внутренние (по ГОСТ 520—71)

Требование точности	Класс точности	Значения, мкм, при номинальном диаметре d , мм				
		Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
Нижнее предельное отклонение ширины колец B (верхнее предельное отклонение равно 0)	0, 6, 5, 4	—200	—200	—240	—300	—400
Радиальное биение дорожки качения R_i	0	15	18	20	25	30
	6	7	8	10	10	13
	5	3,5	4	5	5	6
	4	2,5	3	4	4	5

Таблица П16

Подшипники роликовые конические, кольца наружные, радиальное биение дорожки качения R_a (по ГОСТ 520—71)

Класс точности	Значение R_a , мкм, при номинальном диаметре D , мм				
	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 180
0	20	25	35	40	45
6	10	13	18	20	23
5	7	8	10	11	13
4	5	5	6	7	8

Таблица П17

Подшипники однорядные роликовые конические (по ГОСТ 520—71)

Предельные отклонения монтажной высоты T	Класс точности	Значение T , мкм, при номинальном диаметре d , мм	
		Св. 10 до 80	Св. 80 до 120
Нормальной точности	0	± 250	± 500
Повышенной точности	6, 5	$+200$ 0	± 200
	4	± 200	

Таблица П18

Подшипники шариковые упорные, осевое биение дорожки качения A_s (по ГОСТ 520—71)

Класс точности	Значение A_s , мкм, при номинальном диаметре d , мм				
	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180
	18 до 30	30 до 50	50 до 80	80 до 120	120 до 180
0	10	10	10	15	15
6	5	6	7	8	9
5	3	3	4	4	5
4	2	2	3	3	4

Таблица П19

Предельные отклонения толщины ленты стальной холоднокатаной из низколегированных сталей (по ГОСТ 503—71)

Точность изготовления	Предельные отклонения, мм, при толщине ленты, мм						
	0,05—0,08	0,09—0,15	0,18—0,25	0,28—0,40	0,45—0,7	0,75—0,95	1,00—1,15
Нормальная	-0,015	-0,020	-0,030	-0,040	-0,050	-0,070	-0,090
Повышенная	-0,011	-0,015	-0,020	-0,030	-0,040	-0,050	-0,060
Высокая	—	-0,010	-0,015	-0,020	-0,025	-0,030	-0,040

Примечание. Толщину ленты выбирать из ряда чисел: 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,10; 0,11; 0,12; 0,15; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,28; 0,30; 0,32; 0,35; 0,40; 0,45; 0,50; 0,55; 0,57; 0,60; 0,65; 0,70; 0,75; 0,80; 0,85; 0,90; 0,95; 1,0; 1,05; 1,10; 1,15.

Таблица П20

Сталь тонколистовая кровельная оцинкованная и декапированная
(по ГОСТ 8075—56)

Толщина, мм	0,25; 0,28; 0,32; 0,35; 0,40; 0,45; 0,50	0,55; 0,63	0,7; 0,75; 0,8; 0,9	1,0; 1,2	1,25	1,4; 1,5; 1,6	1,8	2,0
Предельные отклонения, мм	±0,04	±0,05	±0,06	±0,07	±0,09	±0,11	±0,12	±0,13

Таблица П21

Листы и полосы латунные (по ГОСТ 931—78)

Листы		Полосы		
Толщина, мм	Предельные отклонения, мм	Толщина, мм	Предельные отклонения, мм	
			повышенной точности	нормальной точности
0,4; 0,5 0,6; 0,7; 0,8 0,9; 1,0; 1,1 1,2; 1,3; 1,35; 1,4; 1,5 1,6; 1,65; 1,8	—0,06	0,4; 0,5	—	—0,06
	—0,08	0,6	—	—0,07
	—0,10	0,7; 0,8	—	—0,08
	—0,12	0,9	—	—0,09
	—0,14	1,0	—0,08	—0,09
		1,1; 1,2; 1,3; 1,35	—0,09	—0,10
		1,4; 1,5	—0,10	—0,12
		1,6; 1,65; 1,8; 2,0		

Таблица П22

Гетинакс электротехнический листовой (по ГОСТ 2718—74)

Толщина, мм	0,2; 0,25; 0,3; 0,35	0,4; 0,5	0,6; 0,7	0,8; 0,9; 1,0	1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5	1,6; 1,7; 1,8; 1,9	2,0	2,3; 2,5; 2,8; 3,0; 3,3; 3,5; 3,8
Предельные отклонения, мм	±0,06	±0,07	±0,11	±0,13	±0,15	±0,19	±0,23	±0,28

Таблица П23

Ленты из поливинилхлоридного пластика (по ГОСТ 17617—72)

Толщина, мм	0,5	0,55; 0,65	0,9	1,5
Предельные отклонения, мм	±0,1	±0,15	±0,15	±0,15

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник М.: Машиностроение, 1975. 574 с.
2. Бородачев Н. А. Обоснования методики расчета допусков и ошибок кинематических цепей. Изд-во АН СССР, 1943, ч. 1. 86 с.
3. Бородачев Н. А. Основные вопросы теории точности производства. Изд-во АН СССР, 1950, 416 с.
4. Дунаев П. Ф. Размерные цепи. М.: Машгиз, 1963. 308 с.
5. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1978. 351 с.
6. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Определение предельных углов перекоса колец подшипников качения. — Вестник машиностроения, 1976, № 2, с. 3—7.
7. Методические указания по внедрению ГОСТ 1643—72 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» М.: Изд-во стандартов, 1975. 110 с.
8. Подшипники качения: Каталог-справочник. М.: НИИТавтопром. 1972. 468 с.
9. Решетов Д. Н. Расчет деталей станков. М.: Машгиз, 1945. 139 с.
10. Тайц Б. А. Точность и контроль зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1972. 368 с.
11. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1979. 344 с.
12. Brändlein Johannes. Die Beanspruchung von Zylinderrollenlagern und Kegelrollenlagern unter dem Einfluss von Winkelfehlern. — Wälzlagertechnik. 1971, 10, № 1, s. 2—9.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
-----------------------	---

Глава 1

Теория расчетов

§ 1. Основные положения	3
§ 2. Рассеивание размеров деталей	8
§ 3. Определение допусков и коэффициентов рассеивания по опытно-статистическим данным	13
1. Предварительная обработка статистических данных	13
2. Определение доверительных границ для $M[X]$ и σ_x	14
3. Определение допусков	16
4. Определение коэффициентов относительного рассеивания K и относительной асимметрии α	21
§ 4. Рассеивание показателей точности сборочных единиц	24
§ 5. Вероятность выхода показателей точности изделий за допускаемые пределы	28
§ 6. Определение коэффициентов приведения	30
§ 7. Расчетные формулы	35
1. Аргументы Y_i — скалярные величины	35
2. Аргументы Y_i — векторные величины	36
3. Аргументы Y_i — функционально зависимые величины	37
4. Аргументы Y_i — сопряжения деталей с зазором	38
5. Относительное смещение вала и отверстия в поле зазора с учетом погрешностей размеров и формы	43
6. Относительное смещение вала и отверстия в поле зазора с учетом погрешностей размеров и перекоса осей	47
7. Обобщающие расчетные формулы	51
8. Расчет увязочных размеров	51
§ 8. Проектные методы расчета допусков	52
§ 9. Расчет компенсаторов	59
§ 10. Составление расчетных схем	65
§ 11. Связанные расчетные схемы	75
§ 12. Размерный анализ машин на стадии технического проектирования	78
§ 13. Порядок расчета	86
§ 14. Оформление расчетов	88

Типовые расчетные схемы. Примеры расчета

§ 1. Обеспечение соосности валов соединяемых узлов	90
§ 2. Точность положения и вращения вала	100
§ 3. Осевое положение вала	108
§ 4. Передачи зубчатые цилиндрические	111
1. Точность межосевого расстояния	111
2. Пересчет допуска расстояния между осями отверстий корпуса на допуски координат	118
3. Обеспечение точности по перекосу осей валов цилиндрических зубчатых передач	119
4. Параллельность осей валов цилиндрических зубчатых передач	123
5. Обеспечение необходимого зазора между торцами крышки и наружного кольца подшипника	124
§ 5. Конические зубчатые передачи	126
1. Совпадение вершины делительного конуса конической шестерни с осью вращения конического колеса	126
2. Совпадение вершины делительного конуса конического колеса с осью вращения конической шестерни	128
3. Угол между осями вращения конических колес в передаче	128
4. Расстояние между осями вращения конических колес	133
§ 6. Червячные передачи	136
1. Межосевое расстояние	136
2. Перекос осей валов	138
3. Совпадение средней плоскости зубчатого червячного венца колеса с осью вращения червяка	139
§ 7. Расчет погрешностей базирования деталей	144
1. Базирование деталей при посадках с зазором	145
2. Базирование деталей при посадках с натягом	148
3. Базирование деталей по торцам	149
§ 8. Допуски расположения деталей подшипниковых узлов	151
1. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей, установленных на валу	154
2. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей в корпусе	158
3. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей в стакане	159
§ 9. Допуски размеров, формы и расположения поверхностей типовых деталей	163
1. Валы	165
2. Зубчатые и червячные колеса	167
3. Крышки подшипников	171
4. Стаканы	173
5. Втулки, кольца	176
6. Корпуса	176
Приложение	179
Список литературы	187

ИБ № 2379

Петр Федорович Дунаев

Олег Павлович Леликов

РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ

Редактор *О. В. Маргулис*

Художественный редактор *И. К. Капралова*

Технический редактор *А. И. Захарова*

Корректор *В. А. Воробьева*

Переплет художника *Н. Симагина*

Сдано в набор 07.08.80. Подписано в печать 25.12.80.
Т-19770. Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2.
Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 12,0.
Уч.-изд. л. 12,8. Тираж 30 000 экз. Заказ 2065. Цена 80 к.

Издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Б-76, Стромьинский пер., 4

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли
129041, Москва, Б. Переяславская, 46

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

С целью получения информации о качестве наших изданий просим Вас в прилагаемой анкете подчеркнуть позиции, соответствующие Вашей оценке этой книги.

1. Необходимость издания книги:

- а) острая
- б) значительная
- в) незначительная

2. Эффективность книги с точки зрения практического вклада в отрасль:

- а) весьма высокая
- б) высокая
- в) сомнительная
- г) незначительная

3. Эффективность книги с точки зрения теоретического вклада в отрасль:

- а) весьма высокая
- б) высокая
- в) сомнительная
- г) незначительная

4. Материал книги соответствует достижениям мировой науки и техники в данной отрасли:

- а) в полной мере
- б) частично
- в) слабо

5. Книга сохранит свою актуальность:

- а) 1—2 года
- б) в течение 5 лет
- в) длительное время

6. Название книги отвечает содержанию:

- а) в полной мере
- б) частично
- в) слабо

ЛИНИЯ ОТРЕЗА

Дополнительные замечания предлагаем Вам приложить отдельно

Фамилия, имя, отчество

Ученое звание

Специальность

Место работы, должность

Стаж работы

Просим отрезать страницу по линии отреза и в почтовом конверте выслать по адресу:

107076, Москва, Стромьинский пер., 4, изд-во «Машиностроение».

П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов

РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ

80 коп.

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»